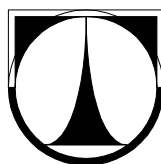


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta mechatroniky, informatiky a mezioborových studií



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Liberec 2009

Tomáš Pastuch

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta mechatroniky a mezioborových inženýrských studií

Studijní program: B2612 - Elektrotechnika a informatika

Studijní obor: 1802R022 - Informatika a logistika

Vybrané charakteristiky a parametry přehřevu páry

Chosen characteristics and parameters of steam reheating

Bakalářská práce

Autor : **Tomáš Pastuch**

Vedoucí práce : Ing. Lukáš Hubka

Konzultant : Ing. Tomáš Náhlovský

V Liberci 19. 5. 2009

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta mechatroniky, informatiky a mezioborových studií
Ústav řízení systémů a spolehlivosti
Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: Tomáš PASTUCH

Studijní program: B2612 Elektrotechnika a informatika

Studijní obor: Informatika a logistika

Název tématu: Vybrané charakteristiky a parametry přehřevu páry

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Seznamte se s principy výroby páry v energetice
2. Termodynamické vlastnosti páry, Clausius-Rankynův cyklus
3. Seznamte se s modelem přehřev páry.
4. Na základě simulací:
 - najděte vliv koeficientu přestupu tepla na výstupní teplotu
 - určete množství předávaného tepla v bifluxu
 - zdokumentujte vlastnosti daného řídicího obvodu

Rozsah grafických prací: dle potřeby
Rozsah pracovní zprávy: cca 40 stran
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:


1. Ibler, Z. a kol. (2002) . Technický průvodce energetika, 1. díl. BEN. ISBN 80-7300-026-1.
2. Černý, V. a kol. (1975). Parní kotle a spalovací zařízení. SNTL Praha.
3. Hubka, L., Menkina, M. (2008). Control of tubular heat exchanger node in broad operation range. Control of Power Systems 2008 - Abstracts + CD-ROM, Štrbské Pleso, ISBN 978-80-227-2883-6.
4. Hubka, L., Modrlák, O. (2008). Model of dynamics of tubular heat exchanger. Proceedings of 9th ICCS 2008, s.239-242, Sinaia, ISBN 978973-746-897-0.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Lukáš Hubka
Ústav řízení systémů a spolehlivosti
Konzultant bakalářské práce: Ing. Tomáš Náhlavský
Ústav řízení systémů a spolehlivosti

Datum zadání bakalářské práce: 31. října 2008
Termín odevzdání bakalářské práce: 29. května 2009


prof. Ing. Václav Kopecký, CSc.
děkan




doc. Ing. Libor Tůma, CSc.
vedoucí ústavu

V Liberci dne 31. října 2008

Prohlášení

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo).

Beru na vědomí, že TUL má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé bakalářské práce a prohlašuji, že **s o u h l a s í m** s případným užitím mé bakalářské práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom(a) toho, že užít své bakalářské práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše).

Bakalářskou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce a konzultantem.

Datum: 19. 5. 2009

Podpis:

Poděkování

Rád bych vyjádřil své poděkování vedoucímu bakalářské práce Ing. Lukáši Hubkovi za odborné konzultace, rady a množství poskytnuté literatury, ze které jsem mohl čerpat.

Abstrakt

Současná situace energetiky v České republice se snaží elektrárenský a teplárenský průmysl přizpůsobit tak, aby jejich provoz byl co nejekonomičtější a nejúčinnější. Regulace přehřívání páry v jednotlivých částech kotle je bez pochyby velmi významnou součástí elektrárenského systému dnešní doby.

Práce se zabývá vybranými charakteristikami a vlastnostmi přehřevu páry. Prostředkem analýzy je nelineární stavový model regulující parametry přehřívání páry v elektrárenském průtočném kotli.

Práce seznamuje čtenáře s teoretickými základy tepelné elektrárny, vlastnostmi páry a její výrobou v energetice. Jsou uvedeny základní informace popisující parametry a funkčnost jednotlivých subsystémů průtočného kotle vztahujících se k systému výroby páry. Stěžejní částí práce je zmapování dynamických vlastností přehřívání páry. Při vhodných změnách nastavení regulačního obvodu (řídící obvod) by se mohla zvýšit účinnost systému a celého elektrárenského bloku.

Významná část bakalářské práce seznamuje s modelem, simulující dynamické chování přehřáté páry, popis jeho stavby a jednotlivých částí. Simulace jsou zaměřeny na jednotlivé technologické uzly. Jedním z uzlů je protiproudý výměník, který je důležitou součástí celého modelu. Zásadní analýzou zkoumající výměník jsou simulace zjišťující velikost předávaného tepla uvnitř zařízení a vliv koeficientu přestupu tepla na teplotu páry bez zapojení řídicího systému.

Výsledné zmapování regulačního systému je předloženo prostřednictvím nasimulovaných dat, hodnot a vytvořených grafů, které byly získány pomocí jednotlivých simulací a jsou zaznamenány v tabulkách.

Klíčová slova

Přehřívání páry, protiproudý výměník, biflux, střednětlaká pára, simulace.

Abstrakt

Present situation power plant engineering (energetics) in Czech republic try power station and power and heat station industry suit to so, to their running was what best-more economical and most effectual. Regulation of steam reheating in single parts boiler is without doubts of high account part of power station system today's time.

Work deal with choice characteristics and features of steam reheating. Agent analyses is nonlinear condition model regulating parameters (specifications) of steam reheating in power station once-through boiler.

Work inform reader about theoretic bases (principles) heat power station, features steam and her generation in energetics. Are mentioned basic information detailing parameters (specifications) and functionality single subsystems once-through boiler respective to system of steam generation. Pivotal part of work is mapping dynamics features of steam reheating. At fit changes settings of regulation circuit (control circuit) could heighten efficiency of system and whole power station block.

Significant part of bachelor work inform about model, which simulate dynamic behaviour of steam reheating, description his structure and single parts. Simulations are bent on individual technological nodes. One of these nodes is counter-current heat exchanger, which is important part of whole model. Of principle analysis examining heat exchanger are simulations ascertaining size of the hand down heat inside arrangement and influence (effect) heat transfer coefficient on temperature steam without engaged control circuit.

Resulting mapping of regulation system is submitted through on simulated data, values and created graphs, which were gained by the help of single simulations and are recorded tabular.

Keywords

Steam reheating, counter-current heat exchanger, biflux, medium pressure steam, simulation.

Obsah

1 Úvod.....	3
2 Základy termodynamiky.....	5
2.1 Výroba páry v energetice.....	5
2.2.1 Základní princip výroby.....	5
2.2 Termodynamické vlastnosti páry.....	6
2.2.1 Přeměny látek a jejich pojmy.....	6
2.2.2 Vodní pára.....	8
2.2.3 Diagramy vodní páry.....	9
2.3 Clausius – Rankinův cyklus.....	12
2.4 Sdílení tepla konvekcí.....	14
2.4.1 Součinitel přestupu tepla.....	14
2.4.2 Prostup tepla.....	17
3 Simulační schéma.....	19
3.1 Schémata.....	20
3.2 Analýza modelu přehřevu páry.....	26
3.2.1 Proudění střednětlaké páry blokem přehřívání.....	27
3.3 Množství předávaného tepla v bifluxu.....	27
3.4 Vliv koeficientu přestupu tepla na výstupní teplotu.....	33
3.5 Vliv koeficientu přestupu tepla na výstupní teplotu v oblasti konstantních zvolených hodnot.....	40
3.6 Vlastnosti daného řídicího obvodu.....	49
3.6.1 Generátor.....	49
3.6.2 Polohy ventilů.....	50
3.6.3 Blok přehřívání páry.....	51
4 Diskuze výsledků.....	53
5 Závěr.....	54
6 Seznam použité literatury.....	55
7 Přílohy.....	57

Seznam použitých zkratk a symbolů

Symbol	Jednotka	Veličina
α	[W/m ² .K]	součinitel přestupu tepla
α_k	[W/m ² .K]	součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném proudění přehřáté páry
α_N	[W/m ² .K]	nomogramový součinitel (obr. 2.9)
$\eta_{N\check{c}}$	[1]	účinnost čerpadla
λ	[W/m K]	tepelná vodivost
ρ	[kg/m ³]	hustota
a	[m ² /s]	součinitel teplotové vodivosti
C_d	[1]	opravný koeficient na vnitřní průměr trubky
c_p	[kJ/kg K]	měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku
c_v	[kJ/kg K]	měrná tepelná kapacita za konstantního objemu
i	[kJ/kg]	entalpie
i_x	[J/kg]	měrná entalpie mokré páry
i'	[J/kg]	měrná entalpie vroucí (syté) kapaliny
i''	[J/kg]	měrná entalpie syté páry
k	[W/m ² .K]	koeficient prostupu tepla
$l_{N\check{c}}$	[kJ/kg]	práce čerpadla
m'	[kg]	hmotnost vroucí (syté) kapaliny
m''	[kg]	hmotnost syté páry
p	[Pa]	tlak
Q	[kW]	předávané teplo
q	[kW/m ²]	hustota tepelného toku
q_k	[kJ/kg]	měrné dodávané teplo
q_p	[kJ/kg]	měrné teplo na přehřátí páry
q_r	[kJ/kg]	měrné výparné teplo
r	[kJ/kg]	výparné teplo
S	[m ²]	velikost teplosměnné plochy,
s	[kJ/kg K]	entropie
s_x	[J/kg K]	měrná entropie mokré páry

s'	[J/kg K]	měrná entropie vroucí (syté) kapaliny
s''	[J/kg K]	měrná entropie syté páry
T	[K]	teplota
t	[°C]	teplota
t_f	[°C]	teplota tekutiny
t_{st}	[°C]	teplota povrchu tuhého tělesa (stěny)
u_x	[J/kg]	vnitřní energie mokré páry
u'	[J/kg]	vnitřní energie vroucí (syté) kapaliny
u''	[J/kg]	vnitřní energie syté páry
v	[m ³ /kg]	měrný objem
v_x	[m ³ /kg]	měrný objem mokré páry
v'	[m ³ /kg]	měrný objem vroucí (syté) kapaliny
v''	[m ³ /kg]	měrný objem syté páry
x	[kg/kg]	suchost mokré páry
$l - x$	[kg/kg]	vlhkost mokré páry

Seznam obrázků

Obr. 2.1	Závislost teploty bodu varu vody na tlaku.....	9
Obr. 2.2	i – p diagram vodní páry.....	9
Obr. 2.3	Diagram T – s, Diagram i – s.....	10
Obr. 2.4	i – s diagram vodní páry (Mollierův digram)	11
Obr. 2.5	Měrný objem, entalpie a tlak na mezi sytosti v oblasti 0 až 220°C, od meze sytosti do 50 MPa.....	11
Obr. 2.6	Části Clausius – Rankinova cyklu.....	12
Obr. 2.7	T – s diagram Clausius – Rankinova cyklu	12
Obr. 2.8	Přihřívání páry.....	13
Obr. 2.9	Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném proudění přehřáté páry.....	16
Obr. 2.10	Rozdělení teplot.....	17
Obr. 3.1	Hlavní schéma přihřívání páry.....	21
Obr. 3.2	Blok přihřívání páry.....	23
Obr. 3.3	Schéma mezipřihříváku MP2.....	24
Obr. 3.4	Schéma předávaného tepla protiproudého výměníku (biflux) v závislosti na poloze ventilu.....	25
Obr.3.5	Zjednodušený blokový model příhřevu páry	26
Obr. 3.6	Zjednodušené schéma protiproudého výměníku „biflux“.....	28
Obr. 3.7	Předávané teplo v bifluxu na výkonové hladině 50%	30
Obr. 3.8	Předávané teplo v bifluxu na výkonové hladině 70%.....	31
Obr. 3.9	Předávané teplo v bifluxu na výkonové hladině 100%.....	32
Obr. 3.10	ST pára při výkonové hladině 50% a součinitelů přestupu tepla	34
Obr. 3.11	VT pára při výkonové hladině 50% a součinitelů přestupu tepla.....	35
Obr. 3.12	Teplota stěny vnitřní trubky bifluxu při výkonové hladině 50% a součinitelů přestupu tepla	35
Obr. 3.13	ST pára při výkonové hladině 70% a součinitelů přestupu tepla.....	36
Obr. 3.14	VT pára při výkonové hladině 70% a součinitelů přestupu tepla.....	37
Obr. 3.15	Teplota stěny vnitřní trubky bifluxu při výkonové hladině 70% a součinitelů přestupu tepla.....	37
Obr. 3.16	ST pára při výkonové hladině 100% a součinitelů přestupu tepla.....	38
Obr. 3.17	VT pára při výkonové hladině 100% a součinitelů přestupu tepla	39

Obr. 3.18	Teplota stěny vnitřní trubky bifluxu při výkonové hladině 100% a součinitelů přestupu tepla.....	39
Obr. 3.19	Střednětlaká pára při výkonové hladině 50%.....	41
Obr. 3.20	Vysokotlaká pára při výkonové hladině 50%.....	42
Obr. 3.21	Teplota stěny vnitřní trubky bifluxu při výkonové hladině 50%.....	42
Obr. 3.22	Předávané teplo v bifluxu při výkonové hladině 50%.....	43
Obr. 3.23	Střednětlaká pára při výkonové hladině 70%.....	44
Obr. 3.24	Vysokotlaká pára při výkonové hladině 70%.....	44
Obr. 3.25	Teplota stěny vnitřní trubky bifluxu při výkonové hladině 70%.....	45
Obr. 3.26	Předávané teplo v bifluxu při výkonové hladině 70%.....	45
Obr. 3.27	Střednětlaká pára při výkonové hladině 100%.....	47
Obr. 3.28	Vysokotlaká pára při výkonové hladině 100%.....	47
Obr. 3.29	Teplota stěny vnitřní trubky bifluxu při výkonové hladině 100%.....	48
Obr. 3.30	Předávané teplo v bifluxu při výkonové hladině 100%.....	48
Obr. 3.31	Polohy ventilů	50
Obr. 3.32	Závislost teploty páry na změně výkonové hladiny.....	52

Seznam tabulek

Tab. 2.1	Přehled nejdůležitějších kritérií používaných v teorii sdílení tepla.....	15
Tab. 3.1	Předávané teplo v bifluxu na výkonové hladině 50%.....	30
Tab. 3.2	Předávané teplo v bifluxu na výkonové hladině 70%.....	31
Tab. 3.3	Předávané teplo v bifluxu na výkonové hladině 100%.....	32
Tab. 3.4	Vliv koeficientu přestupu tepla na výstupní teplotu (výkonová hladina 50%).	33
Tab. 3.5	Vliv koeficientu přestupu tepla na výstupní teplotu (výkonová hladina 70%).	36
Tab. 3.6	Vliv koeficientu přestupu tepla na výstupní teplotu (výkonová hladina 100%).	38
Tab. 3.7	Vliv koeficientu přestupu tepla α_{in} a α_{out} v oblasti konstantních hodnot na výstupní teplotu (výkonová hodnota 50%).	41
Tab. 3.8	Vliv koeficientu přestupu tepla α_{in} a α_{out} v oblasti konstantních hodnot na výstupní teplotu (výkonová hodnota 70%).	43
Tab. 3.9	Vliv koeficientu přestupu tepla α_{in} a α_{out} v oblasti konstantních hodnot na výstupní teplotu (výkonová hodnota 100%).	46
Tab. 3.10	Hodnoty v generátoru.....	49
Tab. 3.11	Polohy ventilů.....	50
Tab. 3.12	Závislost teploty páry na změně výkonové hladiny.....	51

1 Úvod

Aktuální vývoj české energetiky je spjat s celosvětovým trendem vývoje energetických a elektrárenských zařízení. Prioritou je oblast elektrické energie jejíž situace se stává velmi vážnou, neboť i Česká republika bude směřovat v krátké době z oblasti exportu do oblasti importu elektrické energie [6].

Provozovat v dnešní době komplikované systémy, jakými jsou teplárny a elektrárny znamená, zjednodušeně řečeno řídit provoz těchto systémů tak, aby výroba tepla a elektřiny byla ekonomická (aby provozní náklady byly optimální, v lepším případě se snižovaly), provoz celků jako elektráren a tepláren či jejich jednotlivých zařízení byl spolehlivý (dodávání tepla a elektřiny spotřebitelům) a v první řadě bezpečný (havárie – nehody a poškození zařízení, bezpečnost a zdraví personálu, vliv provozu na kvalitu životního prostředí atd.) [8]

Představa provozu tepláren, elektráren či jiných energetických celků, chápána jakožto takto složitá energetická zařízení je v současnosti nemyslitelná bez odpovídajícího automatizovaného systému řízení, neboť vzhledem k množství poskytnutých a zpracovávaných informací by nebylo možné zajistit spolehlivý a bezpečný provoz systému.

Tento jev je způsoben trendem velmi rychlého růstu a zvyšování požadavků na nově vyvíjené komponenty a celky energetiky, jejich znalostí a dynamických a statických vlastností při standardních, ale i velmi extrémních podmínkách [5].

Řízení technologických zařízení by se dalo definovat jako působení na regulovatelné parametry řízeného systému (vstupní veličiny) se záměrem dosáhnout optimálního přizpůsobení systému (a jeho výstupních parametrů) proměnlivým vnějším podmínkám [9].

V mnoha případech procesy automatizovaného systému řízení probíhají pouze ve fázi návrhů na jejich zlepšení. K tomu pomáhají simulační modely těchto systémů, jelikož simulace mohou sehrát klíčovou roli při řešení problémů zabývajících se účinností, použitelností či výskytu nečekaných poruch daných zařízení ještě před jejich reálnou výstavbou [6].

Součástí elektrárenského bloku nebo výrobního zařízení teplárny či energetického zdroje je parní kotel, který musí mít vlastnosti takové, jenž mu umožní dosáhnout vysoce spolehlivý provoz s nejvyšší bezpečností a kvalitou dodávané energie. Je proto vybaven odpovídajícím systémem řízení a regulace [3].

U většiny parních kotlů je hlavním stanovištěm udržování teploty přehřáté páry na určité požadované hodnotě. U elektrárenských kotlů existuje určitá optimální hodnota teploty, při které je maximální zisk z provozu, neboť se zvyšující se teplotou páry roste účinnost turbíny, na druhou stranu, se ale rovněž zvyšují náklady na obnovu zařízení. Pára se ohřívá v tzv. přehříváku páry. Na teplotu výstupní páry má vliv teplota páry na vstupu přehříváku, průtok páry a velikost tepelného příkonu. Regulovaná je zpravidla pouze koncová část celého přehříváku. Regulaci je v principu možné realizovat změnou tepelného příkonu, změnou vstupní teploty vstřikem vody nebo chlazením v povrchovém výměníku [14].

Novou zkoumající ideou je návrh umístění protiproudého výměníku na začátek okruhu přehřevu páry, jenž by zvýšil účinnost celého elektrárenského bloku.

2 Základy termodynamiky

2.1 Výroba páry v energetice

Energie z fosilních paliv byla a je - stejně jako jaderná energetika v novodobé historii 20. a 21. století - nepostradatelnou od nepaměti. Výroba elektrické energie byla od samého počátku v rozhodující míře závislá na spalování uhlí, později i ropných produktů a zemního plynu [1].

Základní princip výroby [1], [8]

V uhelných elektrárnách se tepelná energie získává spalováním uhlí, tato energie se předává vodě. Pára poté roztáčí parní turbínu a ta zase alternátor vyrábějící elektřinu. Na stejném principu pracují kromě uhelných elektráren i elektrárny spalující mazut nebo zemní plyn.

Spotřeba uhlí, jakožto energie pro výrobu tepla, závisí na jeho výhřevnosti (na jednu vyrobenou MWh se spálí asi 1 tuna uhlí). Po dopravě uhlí do elektrárny je rozemleto na uhlý prášek a vysušeno. Dále se vhání jako palivo ventilátory spolu se vzduchem do hořáků kotle.

Do kotle je napájecími čerpadly dodávána demineralizovaná voda (jsou z ní především odstraněny minerální složky). Nejprve se v ekonomizéru předejde, poté vstupuje do výparníku, kde se mění na páru. Vzniklá sytá pára však obsahuje příliš málo energie a je proto dále ohřívána spaliny v tzv. přehřívácích na teplotu sahající až k 550°C. Tato tzv. ostrá pára pak proudí do turbíny.

Pára svou vnitřní energii předává nejdříve ve vysokotlakém, poté v nízkotlakém díle parní turbíny, kterou roztáčí. Pro vyšší účinnost se pára po průchodu částí turbíny vede zpět do kotle k tzv. mezipřehřátí, při kterém se opět zvýší teplota, a pak se znovu zavede do střednětlaké a nízkotlaké části turbíny. Když pára odevzdá využitelnou energii, kondenzuje v kondenzátoru a vrací se zpět do kotle. Odebrané teplo se ve vnějším okruhu odvádí z elektrárny do řeky či prostřednictvím chladicích věží do ovzduší.

Pro výrobu elektrické energie byl používán stejnosměrný generátor (dynamo). Po zavedení střídavého proudu byl vystřídán třífázovým synchronním alternátorem složeným ze statoru a rotoru. Hřídel alternátoru je připojena ke hřídeli turbíny (společně tvoří turbosoustrojí). Celá jednotka se otáčí rychlostí 3000 otáček za minutu. Elektřina vyrobená z generátoru má napětí 10-15 kV. Odvádí se do blokového transformátoru a

transformuje se na velmi vysoké napětí (400 kV). Od vývodového blokového transformátoru se odvádí venkovním vedením do rozvodné sítě.

Hlavními výrobními bloky uhelných elektráren jsou bloky 200 MW (elektrárny Počerady, Tušimice II, Chvaletice, Pruněrov 2, a Dětmárovice). Blokem s největším instalovaným výkonem je blok v Elektrárně Mělník (Mělník III), blok 500 MW.

2.2 Termodynamické vlastnosti páry

Energie (schopnost konat práci) má několik forem: mechanickou, tepelnou, elektrickou, chemickou a jadernou. Úkolem energetiky jako průmyslové odvětví je přeměňovat formy energie vyskytující se v přírodě, tzv. energie primární, na energie ve vhodné formě k praktickému použití. Většinou přeměna směřuje na energii mechanickou, tepelnou nebo elektrickou. Přeměny energie ve velkém měřítku a s velkým výkonem se provádějí pomocí tepelných oběhů (výjimkou jsou pouze vodní elektrárny, kde dochází k přeměně mechanické, polohové energie na elektrickou). V tepelném oběhu se mění tepelná energie (obvykle získaná uvolněním latentní chemické nebo jaderné energie z paliva) na energii mechanickou díky stavovým změnám pracovní látky (voda, pára, plyny). Těmito pochody se zabývá termodynamika[7].

2.2.1 Přeměny látek a jejich pojmy [7], [12], [13]

Páry jsou vzdušniny, které se neřídí s dostatečnou přesností zákonem Boyle-GayLussacovým. Při přeměnách látek mezi tuhým, kapalným a plynným skupenstvím se užívá následujících pojmů.

Skupenské teplo je tepelná energie, kterou je nutno látce přivádět, mění-li se skupenství tuhé na kapalně nebo kapalně na plynné. Při opačném pochodu se skupenské teplo látky odvádí.

Skupenské teplo tání ledu		- 335 kJ/kg,
Výparné teplo vody	při 20 °C	- 2453,5 kJ/kg,
	při 100 °C	- 2256,7 kJ/kg.

Odpařování – pochod, při kterém se tvoří pára na hladině kapaliny samovolně za každé teploty, je-li nad hladinou volný prostor.

Var - dosáhne-li kapalina při přívodu tepla takové teploty, že se pára tvoří nejen na hladině, ale i pod ní.

Vypařování – přeměna kapaliny v páru jakoukoliv cestou.

Mokrý pára – směs vroucí (syté) kapaliny (hmotnost m') a syté páry (hmotnost m'').

Sytá pára – v daném prostoru je pouze pára o teplotě a tlaku varu.

Přehřátá pára – pára s teplotou vyšší, než by odpovídalo bodu varu při daném tlaku.

Kritický bod – je nejvyšší teplota, kterou může kapalná fáze dosáhnout. Při vyšší teplotě existuje látka pouze v plynné fázi. Při teplotě kritického bodu a vyšší se fyzikální vlastnosti obou fází ztotožňují, mizí hladina mezi kapalnou a plynnou fází, výparné skupenské teplo je nulové [1]. Pro kritický bod vody je kritický tlak $p_k = 22,064$ MPa a kritická teplota $t_k = 373,1243$ K.

Suchost mokré páry x [kg/kg] je určena poměrem hmotnosti syté páry a mokré páry v daném prostoru a vyjadřuje množství syté páry [kg] v jednom kg mokré páry

$$x = \frac{m''}{(m' + m'')} \quad [\text{kg/kg}] \quad (2.1)$$

Pro mokrou páru platí měrný objem

$$v_x = x \cdot v'' + (1 - x)v' = v' + x(v'' - v') \quad [\text{m}^3/\text{kg}] \quad (2.2)$$

vnitřní energie

$$u_x = u' + x(u'' - u') \quad [\text{J/kg}] \quad (2.3)$$

Vlhkost mokré páry $1 - x$ je určena hmotnostním poměrem syté kapaliny a mokré páry v daném prostoru a vyjadřuje množství syté kapaliny kg v jednom kg mokré páry

$$1 - x = \frac{m'}{(m' + m'')} \quad [1] \quad (2.4)$$

měrná entalpie

$$i_x = i' + x(i'' - i') = i' + xr \quad [\text{J/kg}] \quad (2.5)$$

měrná entropie

$$s_x = s' + x(s'' - s') = s' + (xr)/T \quad [\text{J/kg K}] \quad (2.6)$$

kde r značí výparné teplo, jednočárkované symboly přísluší vroucí (syté) kapalině a dvoučárkované syté páře.

Rovnice Clapeyronova pro mokrou páru

$$dp = \frac{r}{v'' - v'} \cdot \frac{dT}{T} \quad [\text{Pa}] \quad (2.7)$$

2.2.2 Vodní pára [7], [12], [13]

Termodynamické vlastnosti vody a vodní páry jsou definovány stavovými a tepelnými veličinami

Stavové veličiny jsou důležité pro určení průtočných průřezů pracovních látek, tlakových ztrát, pro pevnostní výpočty tlakových částí, přenosu tepla a hmot do výhřevných ploch.

Patří sem zejména

- teplota t [°C] respektivě T [K],
- tlak p [MPa],
- měrný objem v [m³/kg] respektivě hustota

$$\rho = \frac{l}{v} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (2.8)$$

- u mokré páry suchost x [kg/kg] respektivě vlhkost páry $(1 - x)$ [kg/kg].

Tepelné veličiny jsou potřebné k určení tepel potřebných k dosažení zadaného stavu látky a s teplotami pracovních látek jsou výchozími veličinami při návrhu a kontrole teplosměnných ploch.

K nejdůležitějším tepelným veličinám patří

- měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku c_p [kJ/kg K],
- měrná tepelná kapacita za konstantního objemu c_v [kJ/kg K],
- entalpie i [kJ/kg],
- entropie s [kJ/kg K],
- tepelná vodivost λ [W/m K].

Mokrá pára tvoří dvoufázovou jednosložkovou soustavu, která má pouze jeden stupeň volnosti, takže tlak a teplota bodu varu resp. sytosti jsou na sobě navzájem závislé podle vztahu

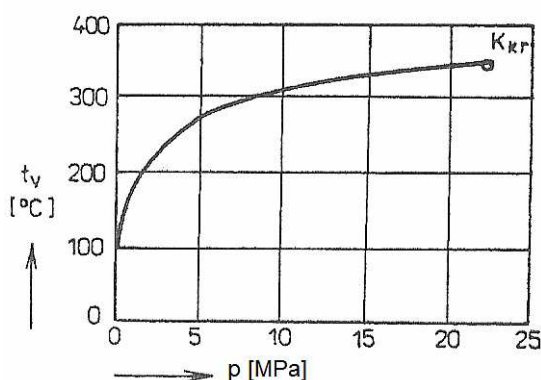
$$t_s = t_v = 100\sqrt[4]{10p} \quad [^\circ\text{C}] \quad (2.9)$$

kde p [MPa] je tlak syté páry ($x = 1$).

Křivka závislosti tlaku syté páry na teplotě t_s vyjadřuje zároveň závislost teploty bodu varu vody t_v na tlaku dle obr. 2.1 (zde jsou vyjádřeny i souřadnice, odpovídající kritickému bodu K_{kr})

$$T_{kr} = 647,096 \text{ K} = 374,096 \text{ °C}$$

$$P_{kr} = 22,064 \text{ MPa.}$$

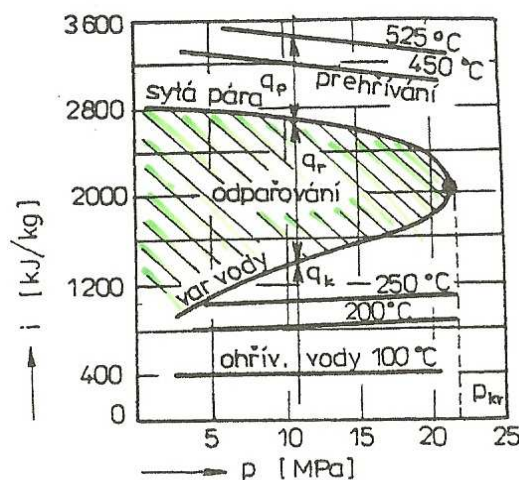


Obr. 2.1 Závislost teploty bodu varu vody na tlaku

2.2.3 Diagramy vodní páry [7], [12], [13]

V technické praxi k zobrazení tepelných oběhů jsou používány diagramy vodní páry $i - p$, $T - s$, $i - s$, z nichž lze odečíst hodnoty potřebných veličin pro dané stavové veličiny (nejčastěji p , t nebo u mokré páry x) plynule v celém rozsahu. Průběh pochodů v parním kotli se nejlépe zobrazí v $i - p$ diagramu, obr. 2.2.

Z diagramu je získán přehled o spotřebě tepla v jednotlivých částech parního kotle, tj. pro ohřev vody, vypařování a přehřívání páry. Při zanedbání tlakových ztrát je celková změna stavu pracovní látky určena svislou úsečkou mezi stavem napájecí vody na vstupu do kotle a stavem přehřáté páry za přehřívákem.

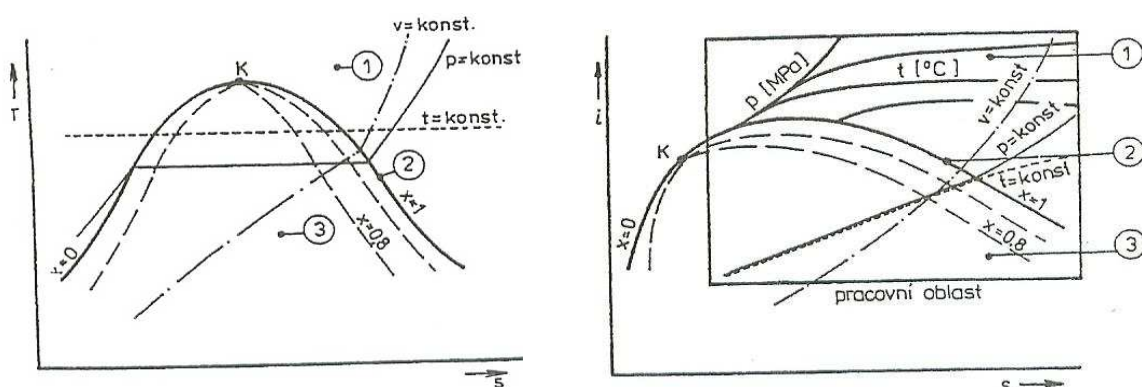


Obr. 2.2 $i - p$ diagram vodní páry

Pro výrobu přehřáté páry se dodává teplo q_k na ohřátí vody na bod varu, pro vypaření kapaliny se dodává teplo výparné q_r a další teplo q_p na přehřátí páry. S rostoucím tlakem páry klesá hodnota výparného tepla q_r a v kritickém bodě je $q_r = 0$. U kotlů s podkritickým tlakem dochází v oblasti vypařování vody k velké změně objemu pracovní látky.

V obr. 2.3 je znázorněn průběh jednotlivých konstantních veličin v $T - s$ a $i - s$ diagramu. Plochy v $T - s$ diagramu a rozdíl entalpií v $i - s$ diagramu vyjadřují teplo.

Levá mezní křivka vyjadřuje stavy vroucí kapaliny ($x = 0$), pravá mezní křivka platí pro stavy syté páry bez vlhkostí ($x = 1$).



Obr. 2.3 Diagram $T - s$

Diagram $i - s$

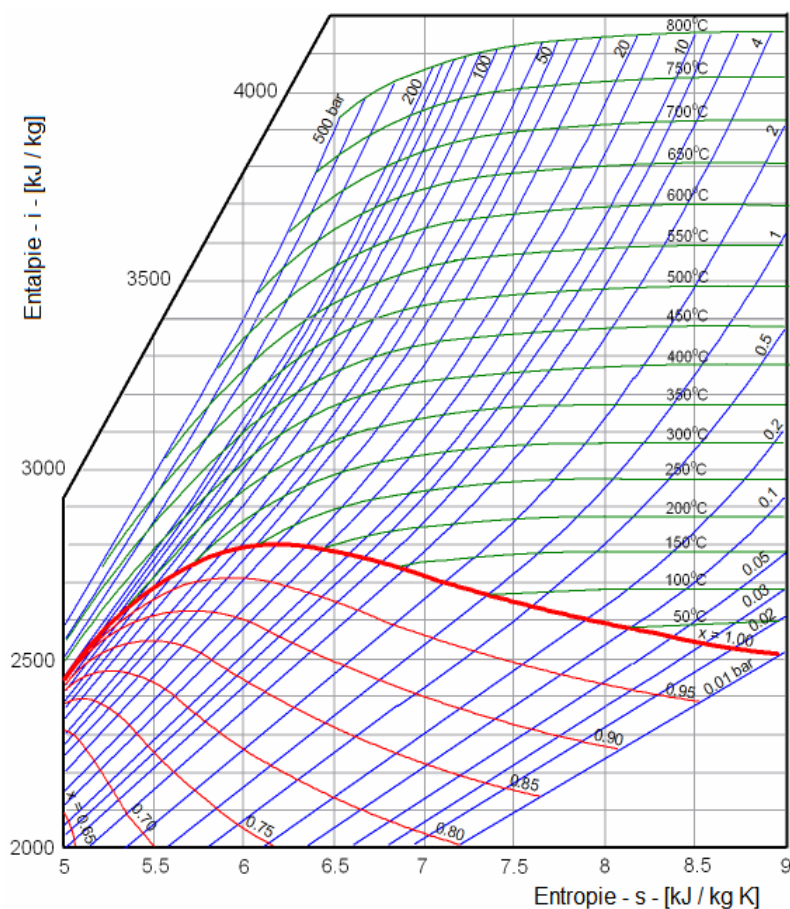
1 – oblast přehřáté páry, **2** - suchá sytá pára (sytá pára bez vlhkosti), **3** - mokrá pára

Nejvíce užívaný je $i - s$ diagram vodní páry (Mollierův diagram) v pracovní oblasti dle obr. 2.4.

Pro určení entalpie páry je třeba znát tyto veličiny:

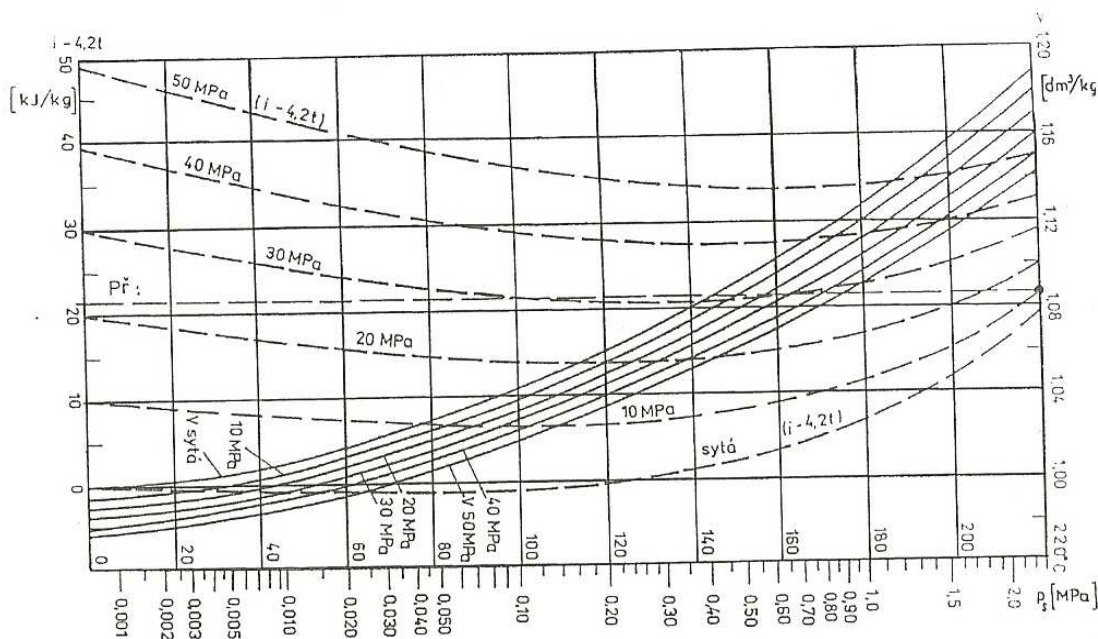
- sytá pára \Rightarrow bez vlhkosti jednu veličinu; t nebo p , příp. v (na mezní křivce pro $x = 1$),
- mokrá pára \Rightarrow dvě veličiny; $t - x$ nebo $p - x$, příp. $v - x$, $v - p$, $v - t$,
- přehřátá pára \Rightarrow dvě veličiny; $p - t$ nebo $v - t$, $v - p$

Přesnost odečítání závisí na velikosti diagramu a je menší než při použití tabulek vodní páry. Proto počáteční stavy páry se obvykle určují přesněji z tabulek. V obr. 2.5 je diagram pro určování hodnot vody na mezi sytosti.



Mezinárodní asociace pro vlastnosti vody a vodní páry (IAPWS) přijala v roce 1997 novou formulaci termo-dynamických vlastností vody a vodní páry pro průmyslové výpočty, s označením IAPWS – IF97 [7, 12]. Tato nová formulace zajišťuje zvětšení výpočtové rychlosti, zlepšenou konzistenci na rozhraní oblasti a přesnost.

Obr. 2.4 $i - s$ diagram vodní páry (Mollierův digram)



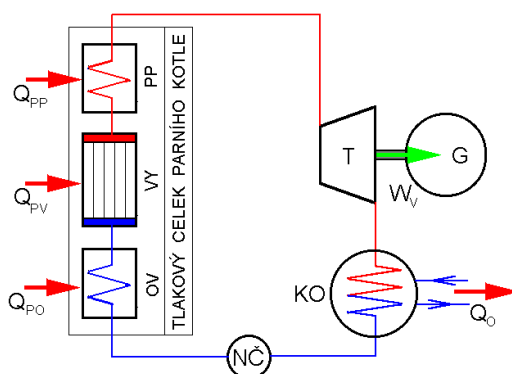
Obr. 2.5 Měrný objem, entalpie a tlak na mezi sytosti v oblasti 0 až 220°C, od meze sytosti do 50 MPa

2.3 Clausius – Rankinův cyklus [2], [7], [10]

Clausius – Rankinův (parní) cyklus je uzavřeným teoretickým oběhem, kde jsou využívány změny pracovní látky (vody), která v průběhu cyklu mění své skupenství.

Jednotlivé části cyklu (obr. 2.6):

NČ - napájecí čerpadlo, OV - ohřívák vody, VY - výparník, PP - přehřívák páry, T - parní turbína, KO - kondenzátor, G - generátor.



Obr. 2.6 Části Clausius – Rankinova cyklu

Činnost Clausius-Rankinova cyklu (obr. 2.7):

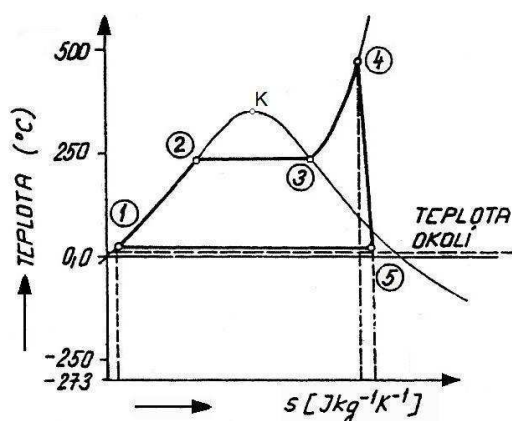
1-2 - napájecí voda se „tlakuje“ do oběhu napájecím čerpadlem, načež se ji dodá teplo q_p , voda se ohřívá v ohříváku do stavu sytosti (varu),

2-3 - ve výparníku probíhá izobaricko izotermická přeměna syté vody na sytou páru (vypařování),

3-4 - v přehříváku páry se pára izobaricky přehřívá na vyšší teplotu,

4-5 - probíhá adiabatická expanze páry v parní turbíně,

5-1 - v kondenzátoru pára izobaricko izotermicky kondenzuje, přičemž se odvádí teplo q_o .



Obr. 2.7 T – s diagram Clausius – Rankinova cyklu

Pro měrné teplo přivedené do cyklu (v ohřívači vody, výparníku a přehříváku páry) platí

$$q_p = i_4 - i_1 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2.10)$$

pro teplo odvedené platí

$$q_0 = i_3 - i_1 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2.11)$$

práce čerpadla

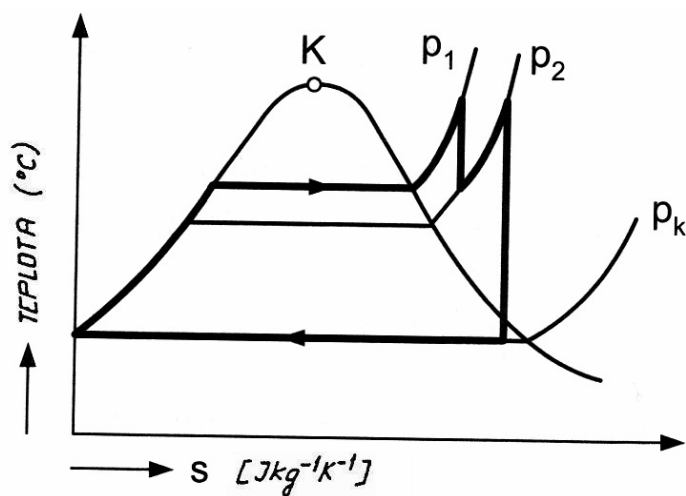
$$l_{NC} = \frac{p_1 - p_2}{\rho} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2.12)$$

Takže tepelná účinnost čerpadla je

$$\eta_{NC} = \frac{i_4 - i_5 - \frac{p_1 - p_2}{\rho}}{i_4 - i_1 - \frac{p_1 - p_2}{\rho}} \quad [1] \quad (2.13)$$

Účinnost Clausius – Rankinova cyklu lze zlepšit:

- přehříváním páry, kdy se opakuje část oběhu s nejvyšší teplotou přívodu tepla a tedy s nejvyšší účinností: ve vysokotlaké části turbíny pára částečně expanduje, načež se v přehříváku znovu přehřeje a v nízkotlaké části turbíny se dokončí expanze (obr. 2.8) ,
- rekuperačním ohřevem napájecí vody: část páry o vhodné teplotě se odebere v turbíně tzv. neregulovaným odběrem a její kondenzační teplo se použije pro ohřev kondenzátu a napájecí vody [7].



Obr. 2.8 Přehřívání páry

2.4 Sdílení tepla konvekcí [7], [13]

Sdílení tepla konvekcí zahrnuje pochody výměny tepla mezi tuhým tělesem a tekutinou při jejich přímém styku. Tato výměna se děje translací nebo-li vířením shluků molekul a současně vedením tepla na rozhraní pevné látky a kapaliny v téměř nehybné vrstvě tekutiny přilehlé k povrchu tuhého tělesa, tzv. mezní vrstvě, v níž dochází k prudké změně teploty, tak zvanému teplotnímu skoku. Pochody sdílení tepla konvekcí jsou natolik komplikované, že je lze řešit analyticky jen v několika málo případech. V technické praxi se proto vychází z empirických vztahů, které se určily za přesně definovaných podmínek. Tyto podmínky vymezují jejich platnost. Mezi vymezující podmínky patří fyzikální vlastnosti tekutiny: tepelná vodivost, teplota, měrná hmotnost ρ , vazkost ν , měrná tepelná kapacita c_p , a součinitel teplotové vodivosti

$$a = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho} \quad [\text{m}^2/\text{s}] \quad (2.14)$$

Dále sem patří druh proudění tekutiny: proudění volné nebo vynucené, laminární nebo turbulentní a rychlost w .

O intenzitě sdílení tepla rozhoduje také tvar a charakteristický rozměr l povrchu tuhého tělesa.

Pro výpočet se používá modifikovaný tvar Fourierova zákona

$$q = \alpha(t_f - t_{st}) \quad [\text{kW}/\text{m}^2] \quad (2.15)$$

$$\text{Popř. } Q = \alpha \cdot S \cdot (t_f - t_{st}) \quad [\text{kW}] \quad (2.16)$$

V této rovnici značí α [$\text{kW}/\text{m}^2 \text{ K}$] součinitel přestupu tepla, S [m^2] velikost teplosměnné plochy, t_f , t_{st} [$^\circ\text{C}$] teplotu tekutiny, popř. povrchu tuhého tělesa (stěny).

2.4.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí [2], [4], [7]

Součinitel přestupu tepla konvekcí se určuje pomocí teorie podobnosti pro analogické případy proudění. Je proto třeba důkladně volit mezi empiricky získanými kritériálními vztahy nebo nomogramy a vybrat vždy ten, který odpovídá podmínkám počítaného případu. Při tom je třeba respektovat především geometrii, uspořádání a způsob obtékání plochy a rozsah platnosti používaných vztahů.

Jak bylo již řečeno součinitel přestupu tepla se určuje empiricky, kde výsledky měření se s výhodou interpretují pomocí teorie podobnosti, přičemž se používá

bezrozměrných čísel, znázorněných v tab. 2.1 nebo se součinitel zjišťuje pomocí nomogramů.

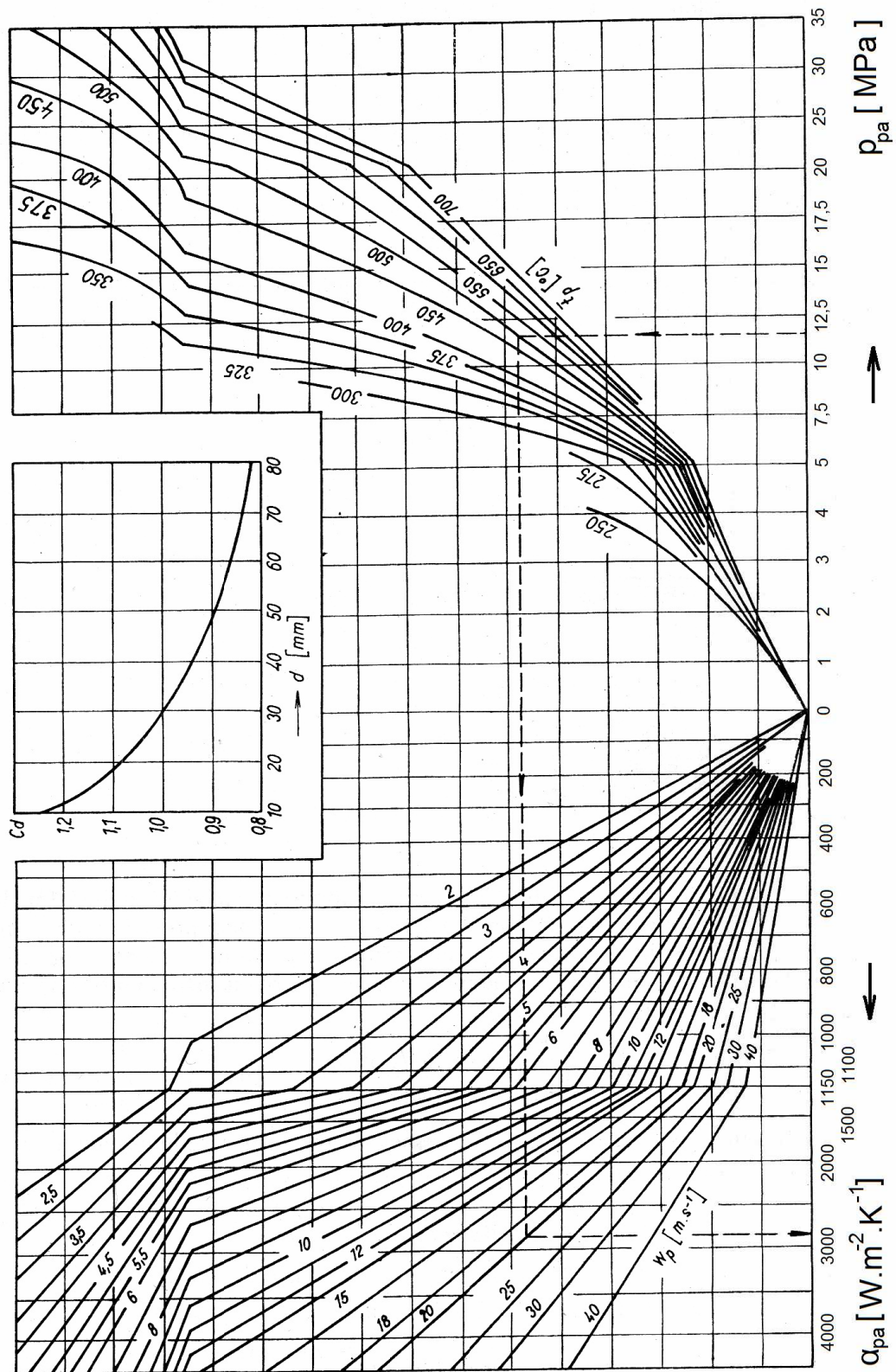
Tab. 2.1 Přehled nejdůležitějších kritérií používaných v teorii sdílení tepla

Kritérium	Označení	Tvar	Charakterizuje
Nusseltovo	Nu	$\frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$	Poměr mezi přestupem tepla a teplotovým polem v mezní vrstvě
Reynoldsovo	Re	$\frac{w \cdot l}{\nu}$	Hydrodynamický režim proudu
Prandtlovo	Pr	$\frac{\nu}{a} = \frac{Pe}{Re}$	Podobnost teplotních a rychlostních polí v proudu
Pécletovo	Pe	$\frac{w \cdot l}{a} = Re \cdot Pr$	Poměr molekulárního a molárního přenosu tepla v proudu
Stantonovo (Margoulisovo)	St	$\frac{\alpha}{c_p \cdot \rho \cdot w} = \frac{Nu}{Pe}$	Poměr intenzity sdílení tepla
Grasshoffovo	Gr	$\beta \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \Delta t$	Volné proudění homogenní tekutiny vzniklé rozdílem teplot
Biotovo	Bi	$\frac{\alpha \cdot l}{\lambda_{st}}$	Poměr mezi přestupem tepla a vedením tepla ve stěně
Fourierovo	Fo	$\frac{a \cdot \tau}{l^2}$	Závislost mezi rychlostí změny teplotového pole a tepelnými a geometrickými vlastnostmi (τ – čas)
Stefanovo (Thringovo)	Sf	$\frac{w \cdot \rho \cdot c_p}{\sigma_0 \cdot T^3}$	Poměr sdílení tepla konvekci a sáláním
Galileovo	Ga	$\frac{g \cdot l^3}{\nu^2}$	Pohyb tekutiny způsobený tíží ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$)
---	K	$\frac{r}{c_p \cdot \Delta t}$	Sdílení tepla při kondenzaci

V případě nelineárního stavového modelu, který je uveden v této práci, proudí tekutina v protiproudém výměníku podélně, a proto se používá součinitel přestupu tepla konvekci při podélném proudění přehřáté páry

$$\alpha_k = C_d \cdot \alpha_N \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (2.17)$$

Kde C_d je opravný koeficient na vnitřní průměr trubky a $\alpha_N [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ je nomogramový součinitel podle obr. 2.9



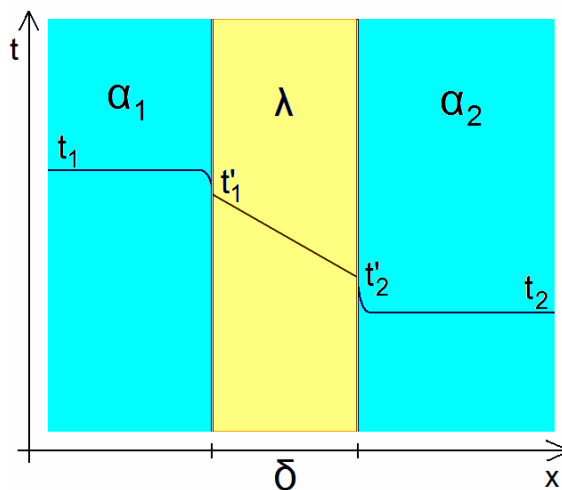
Koeficient (součinitel) přestupu tepla α hraje při posuzování přestupu tepla rozhraním velkou úlohu. Tento koeficient je závislý na řadě veličin, které jsou charakteristické pro danou látku a daný stav proudění. Nejde tedy o materiálovou konstantu (jako např. tepelná vodivost).

Ukazuje se, že na součinitel přestupu tepla α má při ustáleném turbulentním proudění kapaliny dlouhou hladkou trubkou vliv průměr trubky d , rychlost proudění tekutiny v , tepelná vodivost tekutiny λ , měrná tepelná kapacita c , viskozita η a hustota kapaliny ρ , tzn. $\alpha = f(\lambda, d, v, c, \eta, \rho)$.

Hodnota součinitele je obvykle určována experimentálně, jelikož se nedá spočítat její přesná hodnota.

2.4.2 Prostup tepla [4], [15]

Vezmeme-li v úvahu rozdělení teplot za ustáleného stavu znázorněného na obr. 2.10, kde δ je šířka stěny, dále t_1 je teplota látky před stěnou a t_2 je teplota látky za stěnou, přičemž musí platit $t_1 > t_2$.



Obr. 2.10 Rozdělení teplot

V případě, kdy prochází tepelný tok určitou překážkou, sdílení tepla mezi dvěma tekutinami oddělenými jednoduchou nebo vrstvenou stěnou, můžeme hovořit o prostupu tepla a je účelné zavést koeficient prostupu tepla k , v kterém je zahrnut vliv všech tepelných odporů, kterými musí sdílené teplo procházet.

Prostup tepla lze považovat ze posloupnost přestupů. Při ustáleném proudění rovinnou stěnou musí platit

$$q = \alpha_1 \cdot (t_1 - t_1') = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_1' - t_2') = \alpha_2 \cdot (t_2' - t_2) \quad (2.18)$$

kde λ je tepelná vodivost.

Tyto rovnice lze upravit do tvaru

$$t_1 - t_2' = \frac{q}{\alpha_1}, \quad (2.19)$$

$$t_1' - t_2' = \frac{q \delta}{\lambda}, \quad (2.20)$$

$$t_2' - t_2 = \frac{q}{\alpha_2} \quad (2.21)$$

Sečtením těchto rovnic dostaneme

$$t_1 - t_2 = q \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right) = \frac{q}{k}, \quad (2.22)$$

$$\text{Kde} \quad k = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (2.23)$$

představuje **koeficient (součinitel) prostupu tepla**.

3 Simulační schéma

Z ekonomických a technických důvodů je žádoucí udržovat teplotu výstupní páry u kotlů na určité optimální hodnotě, zpravidla se jedná o hodnotu navrženou při projektování kotlů. Při provozu kotle s vyšší teplotou páry než optimální sice roste tepelná účinnost bloku, ale současně se zkracuje životnost výměníků tepla a parního potrubí vlivem většího materiálového opotřebení. Je třeba častěji vyměňovat trubky výměníků, což vyvolává růst nákladů na údržbu. Optimální teplota páry se volí na základě technicko-ekonomického rozboru který se provádí již při projektování zařízení. [9]

Nejvyšší přesnost regulace výstupní teploty páry je požadována u elektrárenských kotlů. Regulace teploty páry musí udržovat teplotu na výstupu z kotle ve velmi úzkých mezích – obvykle ± 5 °C při teplotách páry vyšších než 540 °C [3], což vyžaduje citlivý a pružný způsob regulace. Regulaci teploty páry lze provádět:

- přerozdělením tepla v kotli např. recirkulací spalin nebo naklápěním hořáků
- chlazením páry vstřikem vody nebo v povrchovém chladiči
- užitím částečného obtoku páry kolem jednoho stupně přehříváku [4]

Předpokládá se, že z hlediska zvýšení účinnosti bude nejzásadnější pokrok v souvislosti s nasazením protiproudého výměníku na začátek okruhu přehřevu páry. Hlavním principem tohoto zařízení je předání energie z vysokotlaké přehřáté páry do střednětlaké přehřáté páry v maximálním možném množství. Zařízení může takto ovšem fungovat pouze při vhodném režimu provozu a zajištění minimálních vstřiků, které jsou pro okruh nežádoucí. Teplotní ztráty tohoto zařízení, které nepřijímá žádnou vnější energii ze spalin, musejí být minimalizovány dokonalou izolací [6].

Takto vytvořený okruh přehřevu páry (s protiproudým výměníkem na začátku) je hlavním předmětem zkoumání. Zjišťuje se jeho chování při změnách nastavení, mapují se jeho vlastnosti a získávají se hodnoty jednotlivých parametrů celého okruhu.

Cílem práce jsou simulace aplikované na nelineárním stavovém modelu přehřevu páry, na jeho jednotlivých částech a zachycení jejich hodnot.

3.1 Schémata

➤ Hlavní schéma přehřevu páry

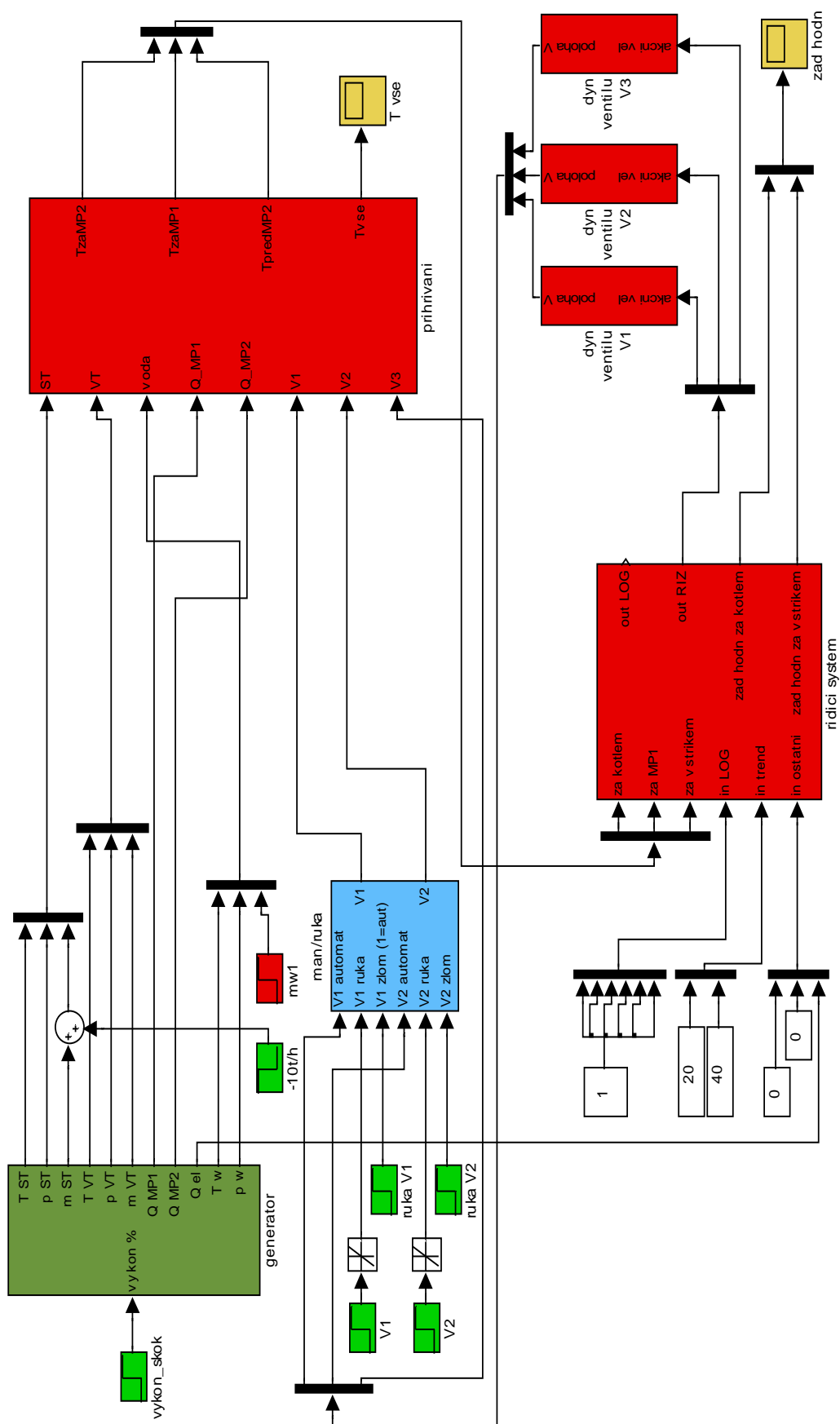
Použité schéma v této práci bylo vytvořeno v prostředí simulink programu Matlab. Schéma je obrazem reálného systému právě rekonstruované uhelné elektrárny.

V „Hlavním schéma přehřevu páry“ celého systému zobrazeného na obr. 3.1 jsou samostatné bloky, které jsou společně zapojeny a tvoří tak celek systému.

Je zde řídicí obvod regulující parametry systému tak, aby požadovaná výstupní teplota přehřívání páry byla za různých měnitelných okolností stále konstantní. Řídicí obvod dokáže při změnách parametrů nebo výskytu náhlých chyb systému přednastavit parametry jednotlivých zařízení tak, aby docílil požadavku výstupní konstantní teploty přehřívání střednětlaké páry. Takováto schopnost řídicího obvodu byla pro sledování vlastností jednotlivých zařízení systému nežádoucí, a proto byl v určitých případech simulací odpojen.

Součástí je také generátor vstupních veličin pro dané schéma, které lze nastavit a jsou za pomoci tohoto zařízení generovány. Jsou jimi teplota T [°C], tlak p [Pa] a průtok \dot{m} [kg.s⁻¹] obou médií (vysokotlaká a střednětlaká pára), množství tepla Q [W] dodávaného do mezipřehříváků MP1 a MP2. Q_{el} [W] je žádané množství elektrického výkonu na hřídeli turbíny. Jako poslední veličiny jsou generovány teplota T [°C] a tlak p [Pa] chladicí vody w . Na vstupu do generátoru je komponenta s měnitelnou výkonovou hladinou i [%], udávající požadovaný pracovní výkon celého systému.

Dále je zde blok přehřívání páry, který je zobrazený na obr. 3.2 a blok ovládající polohy ventilů, nezbytných k regulaci přehřevu.



Obr. 3.1 Hlavní schéma přehřívání páry

➤ **Blok přehřívání páry**

Samotné přehřívání páry probíhá v bloku „přehřívání“ a je zobrazeno na obr. 3.2. Jsou zde hlavní technologické uzly, kterými jsou protiproudý výměník tzv. biflux, mezipřehříváky, regulační třícestné ventily, ventil vstřiku vody a místa směšování páry.

Dalšími částmi bloku jsou komponenty na sledování vstupních a výstupních proměnných z jednotlivých zařízení, pomocí kterých se dají zachytit jejich hodnoty. Další prvky zařazené do schéma dokáží zobrazovat hodnoty proměnných v podobě grafů.

Každé zařízení tohoto bloku má své „vnitřní“ schéma, které charakterizuje a řídí jeho chování. Na ukázkou bylo pro představu zobrazeno na obr. 3.3 schéma skrývající se pod blokem „mezipřehřívák MP2“.

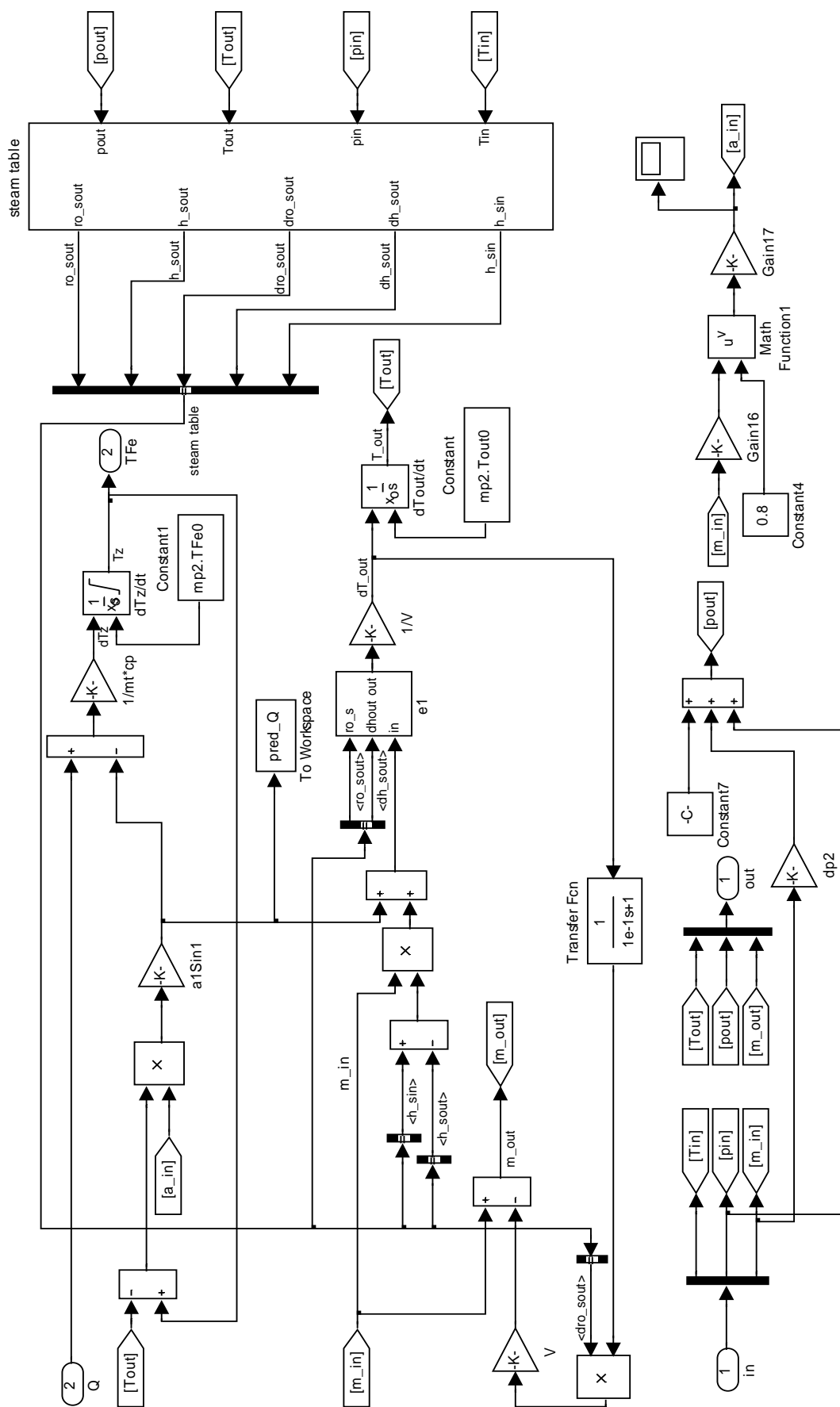
➤ **Schéma mezipřehříváku MP2**

Na obr. 3.3 je zobrazeno složení schéma pod blokem výstupního mezipřehříváku MP2. Jsou zde jednotlivé komponenty, které obsahují rovnice, vzorce, operandy a jednotlivé proměnné pro dané zařízení, jehož chování v systému je charakterizováno a regulováno právě těmito částmi.

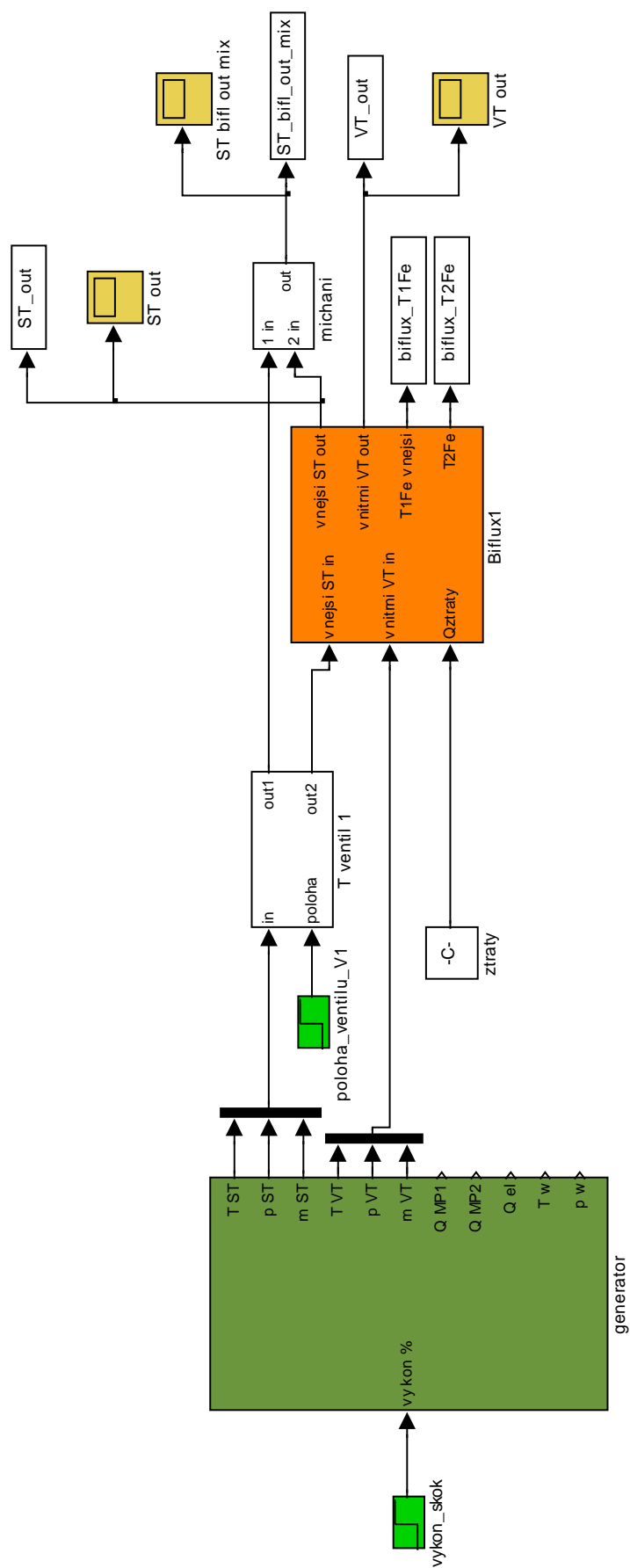
➤ **Schéma předávaného tepla v bifluxu**

Při zjišťování velikosti předávaného tepla v protiproudém výměníku v závislosti na změně polohy, bylo pro uskutečnění simulací vytvořeno „zjednodušené“ schéma zachycené na obr. 3.4.

Za generátor vstupních hodnot byl zařazen třícestný regulační ventil ochozu před vstupem do bifluxu. Následovala instalace samotného výměníku a místo směšování páry proudící ochozem a bifluxem. Dále byly do schéma zařazené komponenty sledující výstupní teploty jednotlivých médií a velikostí parametrů daného zařízení.



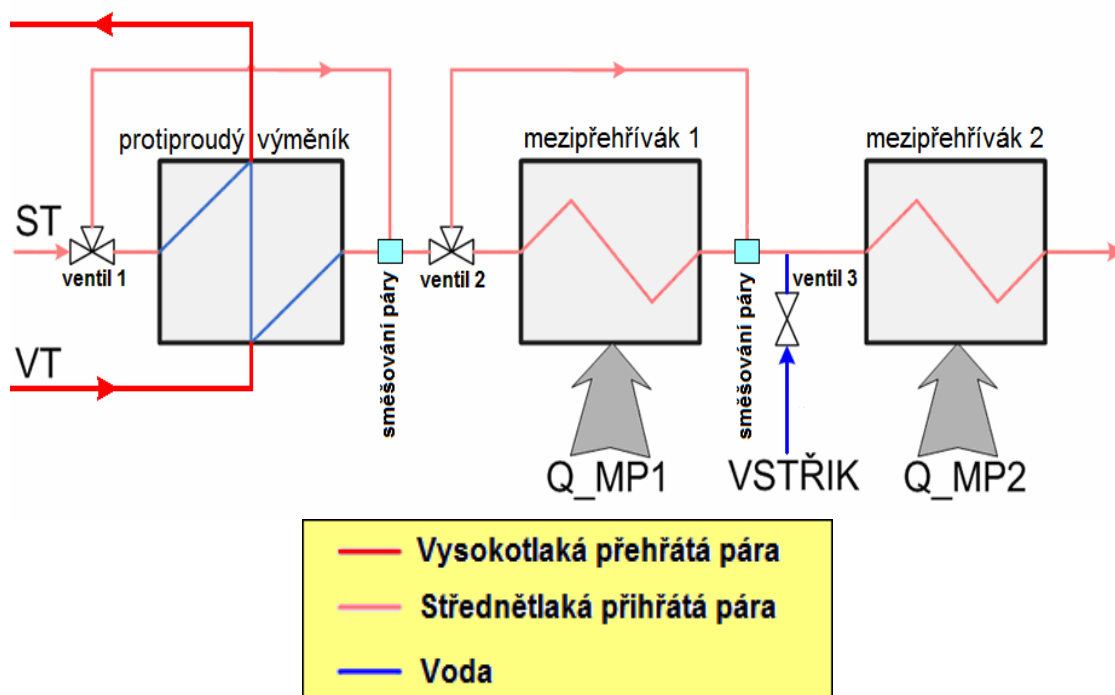
Obr. 3.3 Schéma mezipřehříváku MP2



Obr. 3.4 Schéma předávaného tepla protiproudého výměníku (biflux) v závislosti na poloze ventilu

3.2 Analýza modelu přehřevu páry

Vytvořený zjednodušený blokový model přehřevu páry, zobrazený na obr. 3.5, je technologickým celkem složeným z několika od sebe oddělitelných subsystémů.



Obr.3.5 Zjednodušený blokový model přehřevu páry [6]

V první části modelu je protiproudý výměník tzv. biflux, jenž zajišťuje předání energie z vysokotlaké přehřáté páry do střednětlaké přehřáté páry. Dalším významným technologickým uzlem celé soustavy přehřívání páry je mezipřehřívák. V tomto případě je předpokládána instalace dvou, vstupního mezipřehříváku 1 a výstupního mezipřehříváku 2, přičemž u vstupního je možno řízení teploty realizovat obtokem přes ochoz. A u druhého mezipřehříváku (výstupního) lze teplotu střednětlaké přehřáté páry regulovat vstřikem chladící vody.

Schéma obsahuje i několik funkčních celků, které jsou nezbytné pro chod a regulaci přehřevu páry. Jsou jimi místa směšování páry za jednotlivými ochozy a regulační ventily. V místech směšování páry (umístěných v tomto případě za protiproudým výměníkem tzv. bifluxem a za vstupním mezipřehřívákem 1) se mísí přehřátá (ohřátá) pára, která prochází daným zařízením s párou vedenou přes ochoz nebo obtok.

V modelu jsou 3 důležité regulační ventily. Třicestný ventil ochozu na vstupu před bifluxem, znázorněný jako ventil 1. Ventil 2 je třicestným ventilem obtoku před vstupním mezipřehřívákem 1 a dále je tu vstřikovací ventil, na obrázku znázorněný jako ventil 3, který umožňuje regulaci teploty páry pomocí vstřiku vody jakožto chladicí kapaliny před vstupem do výstupního mezipřehříváku 2.

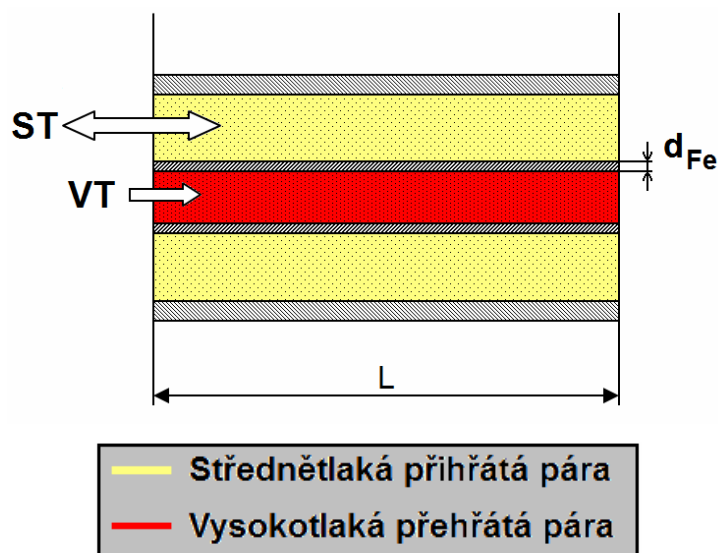
3.2.1 Proudění střednětlaké páry blokem přehřívání

Před protiproudým výměníkem je třicestný regulační ventil ochozu, přes který proudí střednětlaká pára. Ventil určuje svojí polohou množství páry, které bude proudit ochozem a jaké množství bifluxem. Množství střednětlaké páry proudící výměníkem je přehříváno přestupem tepla z vysokotlaké páry proudící taktéž tímto zařízením. Za bifluxem je místo míšení páry z ochozu a přehřáté páry z výměníku. Následuje třicestný ventil obtoku před vstupním mezipřehřívákem 1, kde se množství páry může opět rozdělit do obtoku a do zařízení. Pára proudící mezipřehřívákem je dodáno určité množství tepla a následuje za zařízením míšení této přehřáté páry a páry v obtoku. Před závěrečným přehříváním střednětlaké páry je umístěn ventil vstřiku vody, který může regulovat teplotu přehřáté páry před vstupem do výstupního mezipřehříváku 2. Nakonec prochází pára mezipřehřívákem, kde jí je opět dodáno určité množství tepla. Po průchodu páry tímto celkem, by měla být pára přehřátá na požadovanou výstupní teplotu.

Teplotu přehřívané páry může ovlivňovat mnoho činitelů v průběhu proudění páry tímto celkem. Proto jsou zjišťována různá nastavení a velikosti všech parametrů, které mohou ovlivnit průběh přehřívání páry.

3.3 Množství předávaného tepla v protiproudém výměníku (biflux)

Protiproudý výměník (biflux) znázorněný na zjednodušeném obr. 3.6 je výměník typu „trubka v trubce“.



Obr. 3.6 Zjednodušené schéma protiproudého výměníku „biflux“ [6]

Vnitřní trubicí výměníku proudí vysokotlaká pára a trubicí vnější pára střednětlaká. Páry jsou charakterizovány veličinami, kterými jsou teplota T [°C], tlak p [Pa] a průtok \dot{m} [kg.s⁻¹]. Výchozím předpokladem simulací u obou médií je konstantní vstupní tlak a stejně tak i konstantní tlak výstupní nebo konstantní definovaný tlakový spád. Výměník, jakožto zařízení na kterém probíhaly simulace, je charakterizován svými parametry, kterými jsou délka výměníku, šířky stěn, průměry trubek, jejich počet, vlastnosti materiálu a mnoho dalších. Všechny parametry jsou velmi důležité při práci a výpočtech s tímto zařízením. Jednotlivé reálné hodnoty parametrů výměníku jsou zaznamenány v podobě hodnot matematických rovnic a vzorců, které jsou uloženy v komponentách simulačního schéma vytvořeného v prostředí Matlab (simulink). Jedním z rozměrů výměníku je i šířka stěny vnitřní trubky d_{Fe} [m], přes kterou z důvodu rozdílných teplot jednotlivé páry předávají své teplo. Respektive vysokotlaká pára s vyšší teplotou ohřívá páru střednětlakou s teplotou nižší. Pochod přestupu tepla se uskutečňuje po celé délce L [m] výměníku.

Pro přestup tepla ve výměníku je velmi podstatný součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění syté páry, který je uveden v kapitola 2.4, vzorce (2.16), (2.17) sdílení tepla konvekcí. Jelikož případ uvedeného výměníku je konstruován jako „trubka v trubce“ je zapotřebí při určování množství předávaného tepla mít zavedené dva koeficienty přestupu tepla. Koeficient (součinitel) přestupu tepla α hraje velkou roli v pochodech přestupu tepla konvekcí. Součinitel α_I (v simulačním schéma uvnitř výměníku značený jako α_{in}) je součinitelem přestupu tepla z vysokotlaké páry do stěny

vnitřní trubky uvnitř bifluxu a součinitel α_2 (značený jako α_{out}) je součinitelem přestupu tepla ze stěny vnitřní trubky do střednětlaké páry. Hodnoty těchto koeficientů ovlivňují množství předávaného tepla z vysokotlaké přehřáté páry do střednětlaké přehřáté páry. Pro možnost simulací byly zvoleny konstantní parametry koeficientů přestupu tepla na základě obvyklých hodnot tohoto koeficientu pro dané médium vypočítané pomocí vzorců pro přestup tepla a odečtu hodnot z nomogramů.

Významným prvkem simulačního schéma je řídicí obvod. Reguluje systém tak, aby teplota výstupní střednětlaké páry byla stále konstantní (musí se počítat s malými odchylkami). Jelikož se mohou parametry simulačního schéma měnit manuálně nebo se mohou vyskytnout změny parametrů systému prostřednictvím náhlých nečekaných chyb, řídicí obvod má schopnost přenastavit jednotlivé hodnoty (parametry) tak, aby docílil požadované konstantní teploty střednětlaké přehřáté páry na výstupu. V tomto případě byl řídicí obvod odpojen, aby se mohly sledovat požadované hodnoty parametrů na zařízení bez vlivu řídicího obvodu.

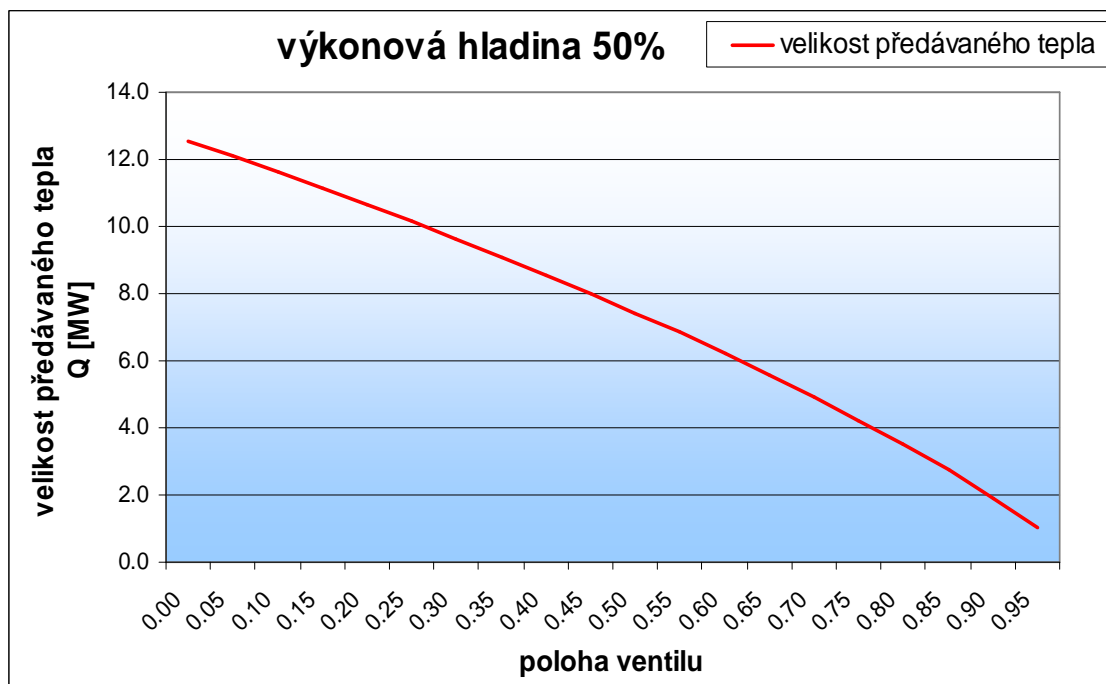
Na základě vytvořeného nelineárního stavového modelu (simulační schéma) se zjišťovalo v protiproudém výměníku (bifluxu) množství předávaného tepla, které předá vysokotlaká pára páře střednětlaké. Množství předávaného tepla bylo zjišťováno v závislosti na poloze ventilu (třícestný ventil ochozu před bifluxem), který je umístěn před výměníkem a zároveň v závislosti na velikosti nastavené výkonové hladiny celého bloku.

Hodnota polohy ventilu rovna 0 znamená, že ventil je zcela uzavřen a veškeré množství páry proudí zařízením. Při zvyšování hodnoty polohy ventilu se ventil otevírá a částečné množství páry proudí přes ochoz a částečné množství zařízením. Při nastavení polohy ventilu na hodnotu 1 je ventil zcela otevřen a veškeré množství páry prochází přes ochoz.

Množství předávaného tepla v protiproudém výměníku bylo zaznamenáno v tabulkách a znázorněno v grafech.

Tab. 3.1 Předávané teplo v bifluxu na výkonové hladině 50%

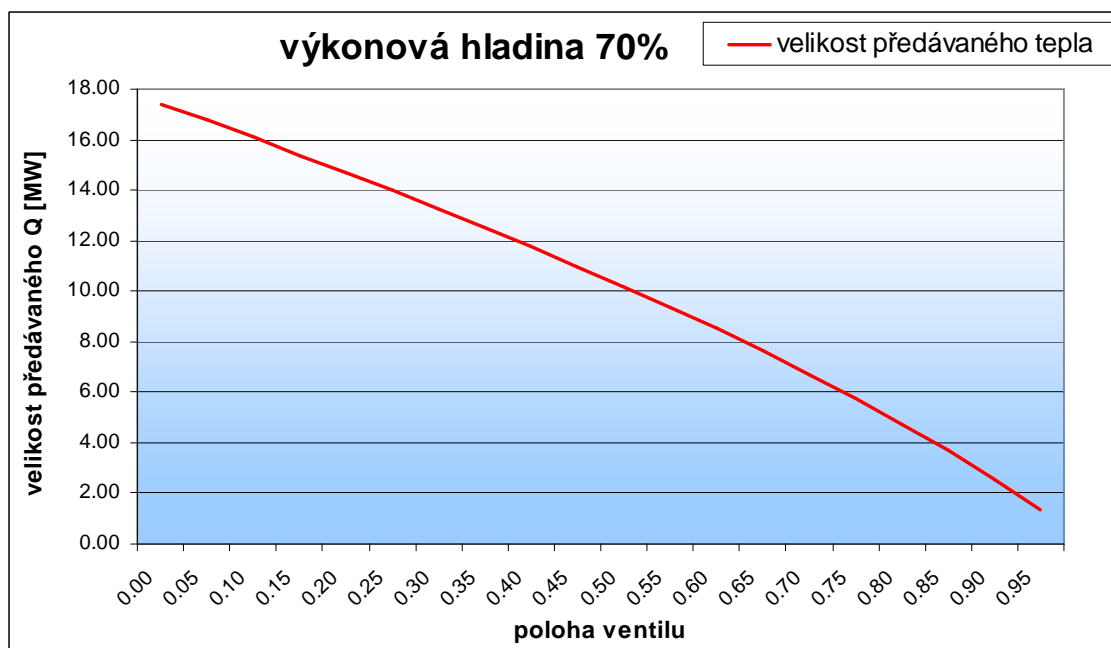
Výkonová hladina 50%	
poloha ventilu	velikost předávaného tepla Q [MW]
0.00	12.57
0.05	12.10
0.10	11.63
0.15	11.14
0.20	10.65
0.25	10.15
0.30	9.63
0.35	9.10
0.40	8.56
0.45	8.00
0.50	7.43
0.55	6.84
0.60	6.23
0.65	5.59
0.70	4.93
0.75	4.23
0.80	3.50
0.85	2.73
0.90	1.91
0.95	1.01



Obr. 3.7 Předávané teplo v bifluxu na výkonové hladině 50%

Tab. 3.2 Předávané teplo v bifluxu na výkonové hladině 70%

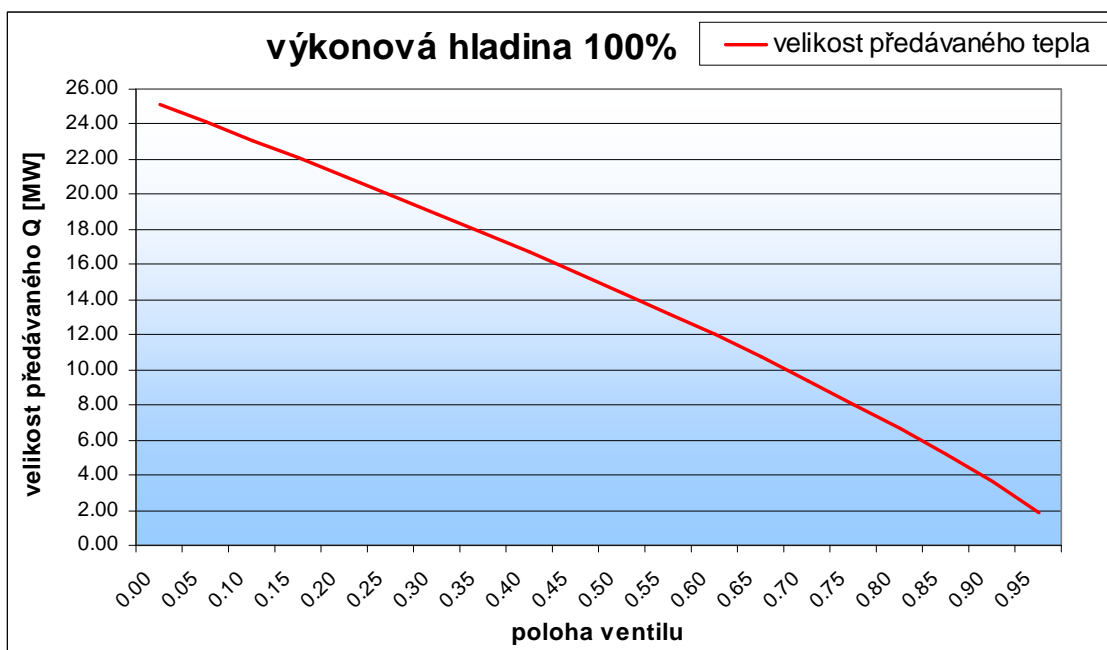
Výkonová hladina 70%	
poloha ventilu	velikost předávaného tepla Q [MW]
0.00	17.42
0.05	16.75
0.10	16.08
0.15	15.39
0.20	14.69
0.25	13.98
0.30	13.26
0.35	12.51
0.40	11.76
0.45	10.98
0.50	10.18
0.55	9.35
0.60	8.50
0.65	7.62
0.70	6.71
0.75	5.76
0.80	4.76
0.85	3.71
0.90	2.58
0.95	1.37



Obr. 3.8 Předávané teplo v bifluxu na výkonové hladině 70%

Tab. 3.3 Předávané teplo v bifluxu na výkonové hladině 100%

Výkonová hladina 100%	
poloha ventilu	velikost předávaného tepla Q [MW]
0.00	25.11
0.05	24.11
0.10	23.10
0.15	22.07
0.20	21.03
0.25	19.98
0.30	18.90
0.35	17.81
0.40	16.70
0.45	15.56
0.50	14.39
0.55	13.20
0.60	11.98
0.65	10.71
0.70	9.41
0.75	8.05
0.80	6.64
0.85	5.16
0.90	3.59
0.95	1.90



Obr. 3.9 Předávané teplo v bifluxu na výkonové hladině 100%

Zbylé tabulky a grafy předávaného tepla v bifluxu na výkonových hladinách 60%, 80% a 90% jsou uvedeny v příloze 1, 2 a 3.

3.4 Vliv koeficientu přestupu tepla na výstupní teplotu

Zjišťování vlivu koeficientu přestupu tepla na výstupní teplotu bylo prováděno na protiproudém výměníku tzv. bifluxu, který byl prostředkem analýzy i v předešlé části. Pro tento případ simulací se poloha ventilu nastavila na konstantní velikost rovnu 0. Záměrem nastavení ventilu na tuto hodnotu je uzavření proudění páry přes ochoz, aby veškeré množství páry procházelo bifluxem.

Simulační schéma bylo opět odpojeno od řídicího obvodu ze stejných důvodů jako v případě simulací zjišťujících velikost předávaného tepla v bifluxu v závislosti na poloze ventilu a výkonové hladiny.

Velikosti koeficientů přestupu tepla α_1 (α_{in}) a α_2 (α_{out}) byly v průběhu simulací měněny. Změny jejich hodnot ovlivňují velikosti výstupních teplot z výměníku.

Sledovaly se změny velikostí výstupních teplot vysokotlaké a střednětlaké páry. Byla zjišťována i teplota stěny vnitřní trubky bifluxu, kterou procházejí děje předávání tepla z vysokotlaké páry do páry střednětlaké.

V simulacích byly zjišťovány velikosti výstupních teplot protiproudého výměníku v závislosti na změně koeficientů přestupu tepla α_1 a α_2 a zároveň na změně velikosti výkonové hladiny daného bloku.

i – výkonová hladina,

α_1 (α_{in}) – součinitel přestupu tepla mezi vysokotlakou párou a stěnou vnitřní trubky bifluxu,

α_2 (α_{out}) – součinitel přestupu tepla mezi stěnou vnitřní trubky bifluxu a střednětlakou párou,

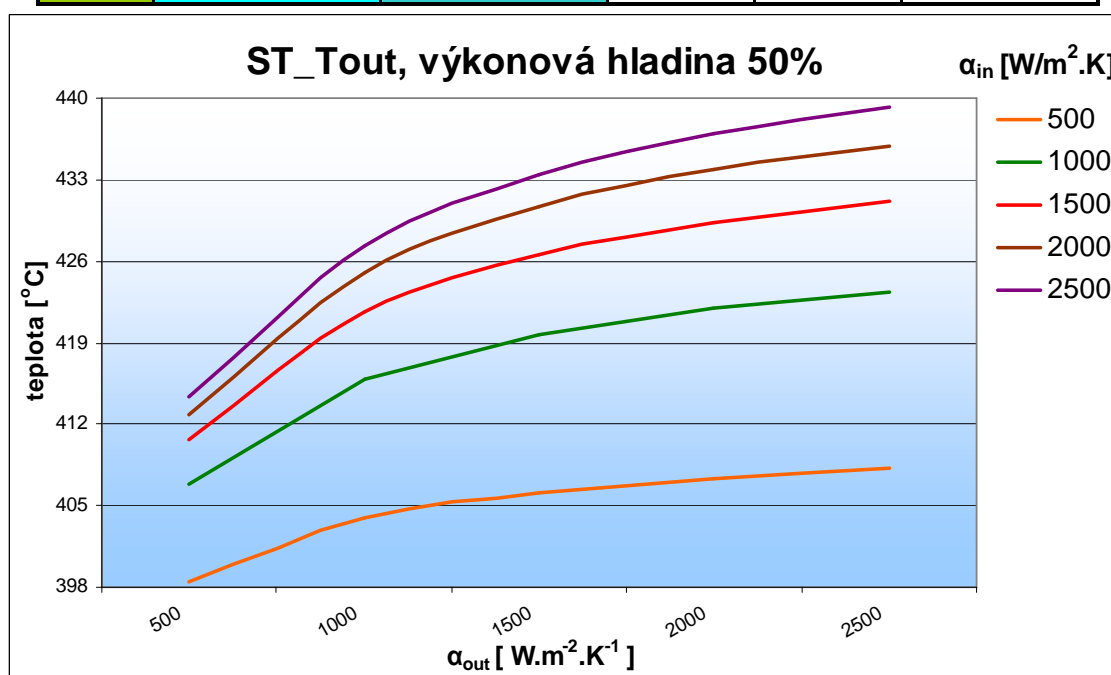
ST_Tout – výstupní teplota střednětlaké přehřáté páry,

VT_Tout – výstupní teplota vysokotlaké přehřáté páry,

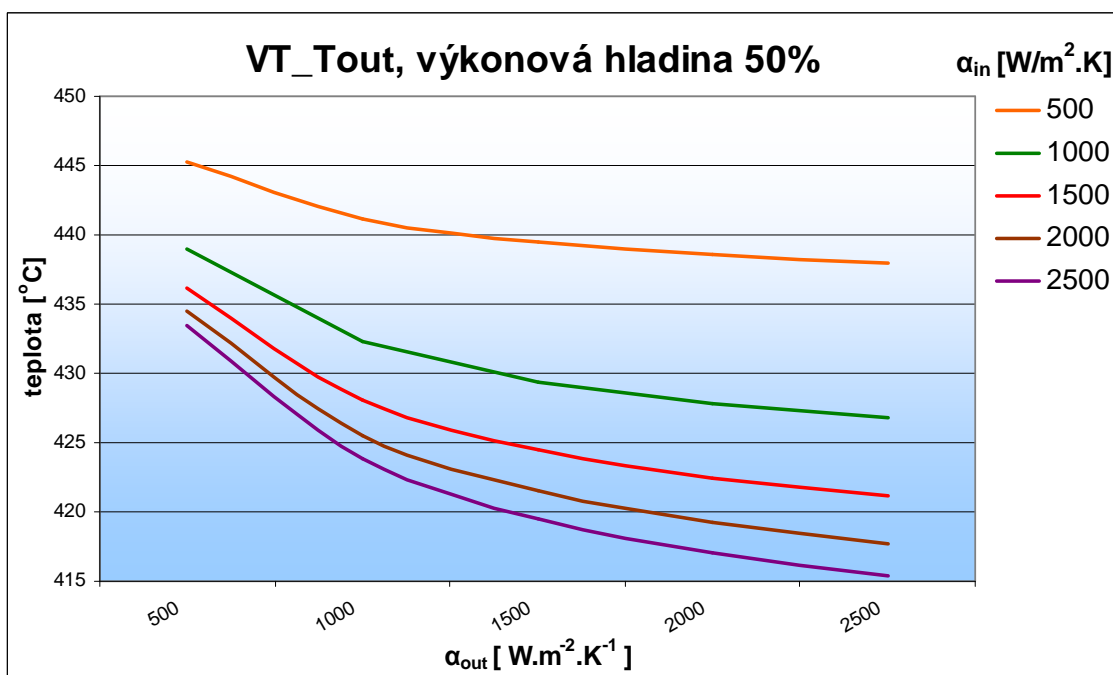
biflux_T2Fe – teplota stěny vnitřní trubky bifluxu (stěna od sebe odděluje vysokotlakou a střednětlakou páru).

Tab. 3.4 Vliv koeficientu přestupu tepla na výstupní teplotu (výkonová hladina 50%)

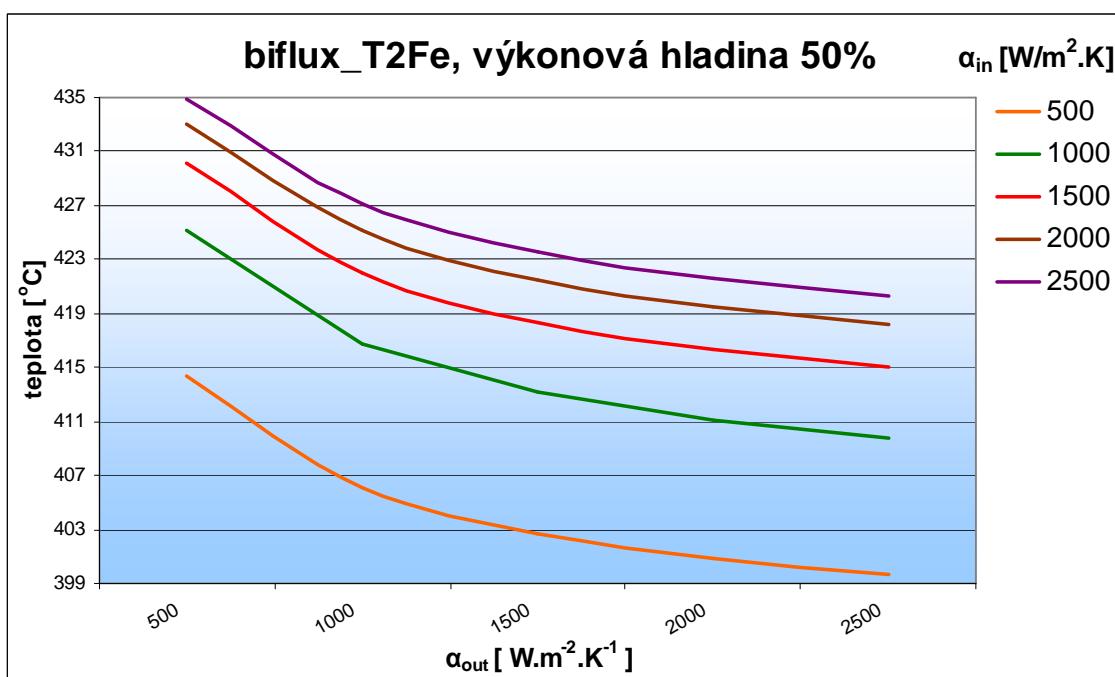
i [%]	α_{in} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]	α_{out} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]	ST_Tout [°C]	VT_Tout [°C]	biflux_T2Fe [°C]
50	500	500	398.5	445.3	414.3
		1000	403.9	441.2	406.1
		1500	406.2	439.5	402.7
		2000	407.4	438.6	400.9
		2500	408.2	438.0	399.7
	1000	500	406.8	439.0	425.2
		1000	415.8	432.3	416.8
		1500	419.7	429.4	413.1
		2000	421.9	427.8	411.1
		2500	423.4	426.8	409.8
	1500	500	410.7	436.1	430.1
		1000	421.6	428.1	422.0
		1500	426.5	424.5	418.4
		2000	429.4	422.4	416.3
		2500	431.2	421.1	415.0
	2000	500	412.9	434.5	433.0
		1000	425.0	425.6	425.1
		1500	430.6	421.5	421.5
		2000	433.9	419.2	419.5
		2500	435.9	417.7	418.1
	2500	500	414.3	433.4	434.8
		1000	427.3	423.9	427.2
		1500	433.4	419.5	423.6
		2000	436.9	417.0	421.6
		2500	439.2	415.4	420.3



Obr. 3.10 ST pára při výkonové hladině 50% a součinitelů přestupu tepla



Obr. 3.11 VT pára při výkonové hladině 50% a součinitelů přestupu tepla

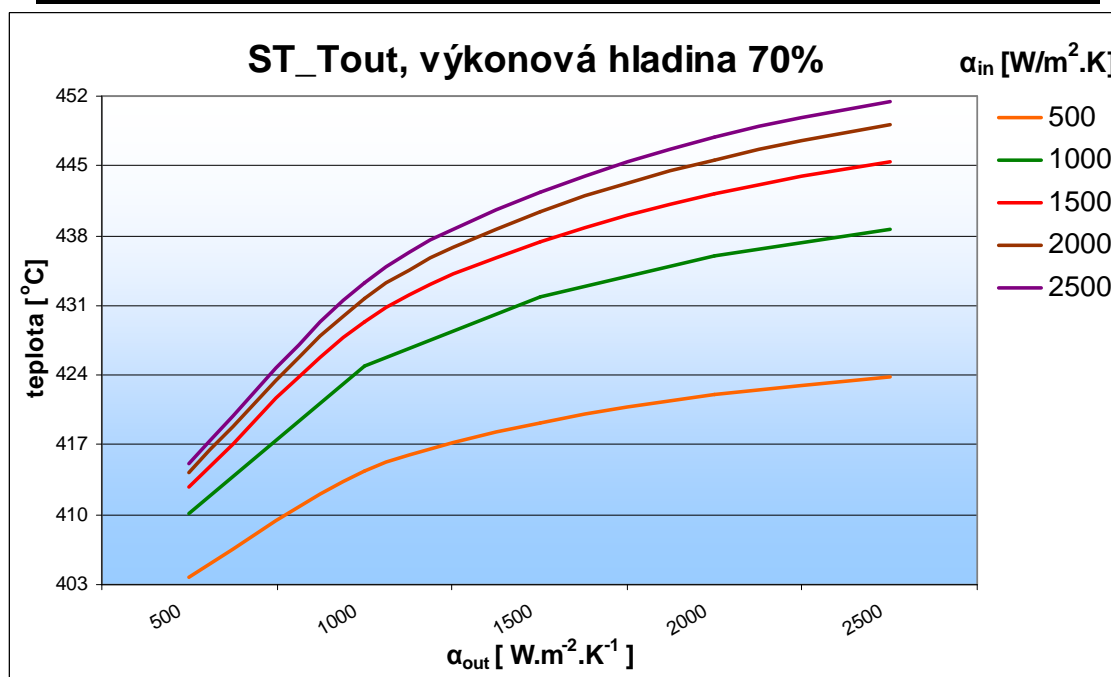


Obr. 3.12 Teplota stěny vnitřní trubky bifluxu při výkonové hladině 50% a součinitelů přestupu tepla

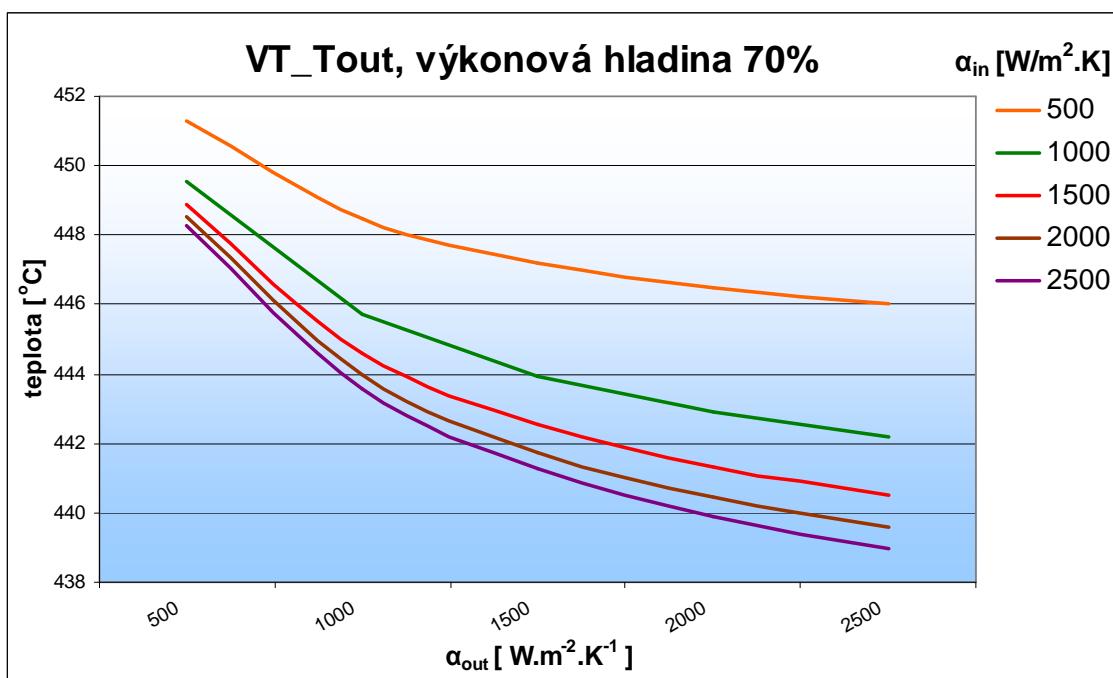
Z tab. 3.4 a grafů na obr. 3.10, 3.11 a 3.12 je vidět u průběhu výstupní teploty střednětlaké páry a stěny vnitřní trubky výměníku, že při zvyšování koeficientů přestupu tepla stoupají výstupní teploty. Je tomu naopak u výstupní vysokotlaké páry, kde teplota klesá z důvodu předávání tepla do páry střednětlaké.

Tab. 3.5 Vliv koeficientu přestupu tepla na výstupní teplotu (výkonová hladina 70%)

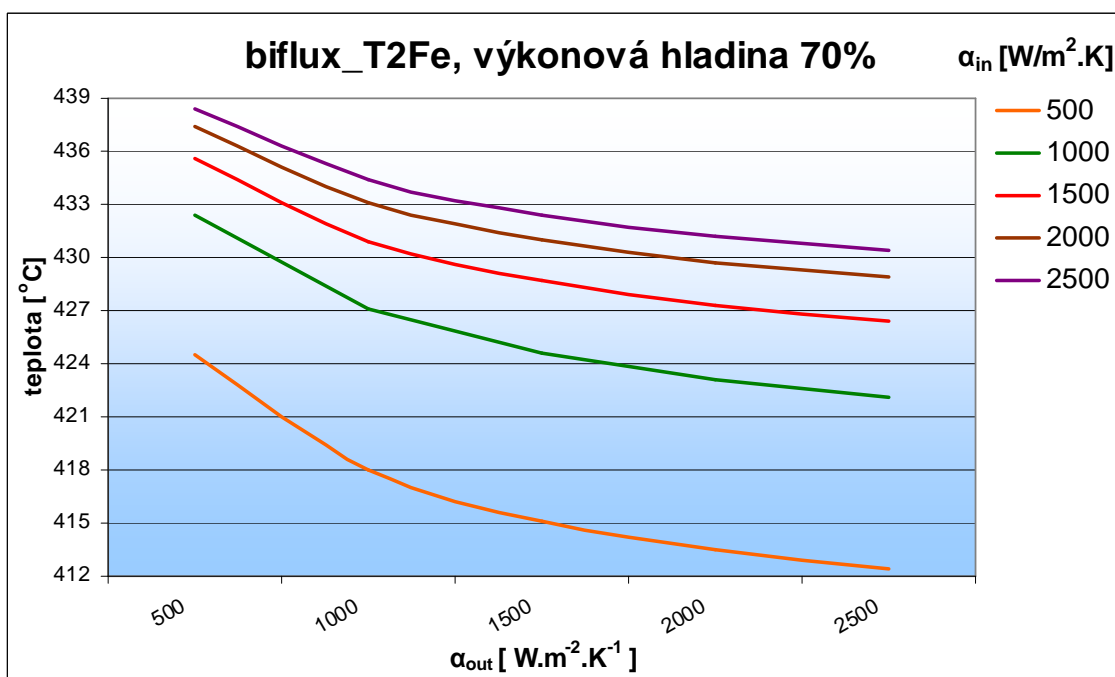
i [%]	α_{in} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]	α_{out} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]	ST_Tout [°C]	VT_Tout [°C]	biflux_T2Fe [°C]
70	500	500	403.6	451.3	424.5
		1000	414.4	448.5	418.0
		1500	419.2	447.2	415.1
		2000	422.0	446.5	413.5
		2500	423.8	446.0	412.4
	1000	500	410.1	449.6	432.4
		1000	424.8	445.7	427.1
		1500	431.9	443.9	424.6
		2000	436.0	442.9	423.1
		2500	438.7	442.2	422.1
	1500	500	412.7	448.9	435.6
		1000	429.3	444.6	430.9
		1500	437.4	442.5	428.7
		2000	442.2	441.3	427.3
		2500	445.3	440.5	426.4
	2000	500	414.2	448.5	437.4
		1000	431.7	444.0	433.1
		1500	440.4	441.7	431.0
		2000	445.6	440.4	429.7
		2500	449.1	439.6	428.9
	2500	500	415.0	448.3	438.4
		1000	433.3	443.6	434.4
		1500	442.4	441.2	432.4
		2000	447.9	439.9	431.2
		2500	451.5	439.0	430.4



Obr. 3.13 ST pára při výkonové hladině 70% a součinitelů přestupu tepla



Obr. 3.14 VT pára při výkonové hladině 70% a součinitelů přestupu tepla

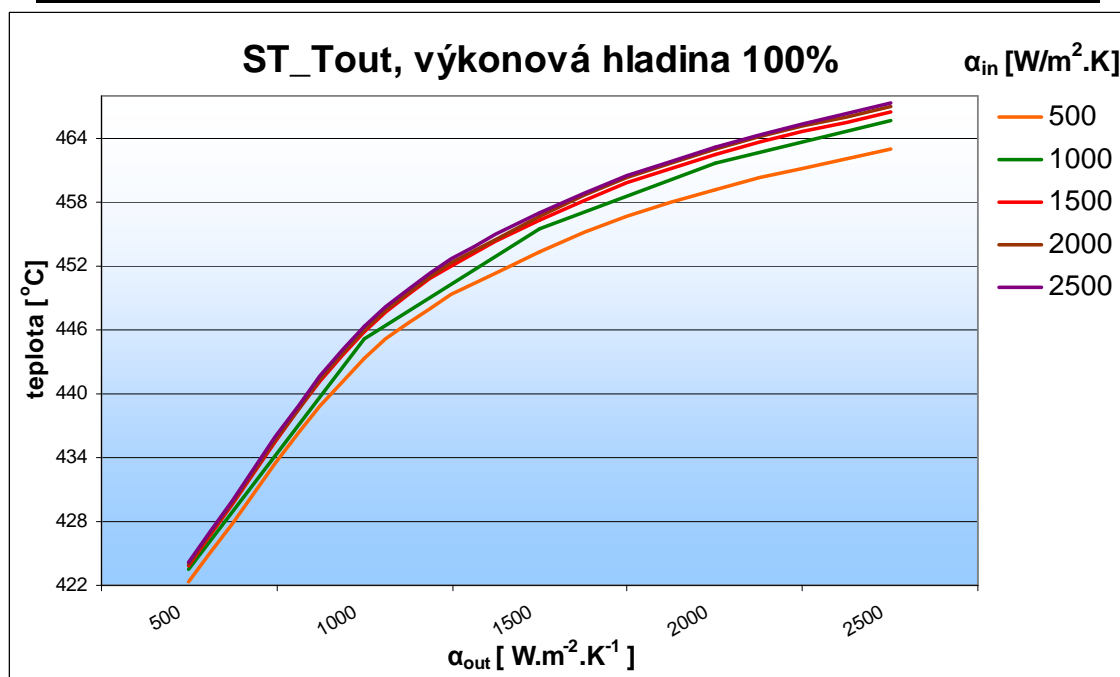


Obr. 3.15 Teplota stěny vnitřní trubky bifluxu při výkonové hladině 70% a součinitelů přestupu tepla

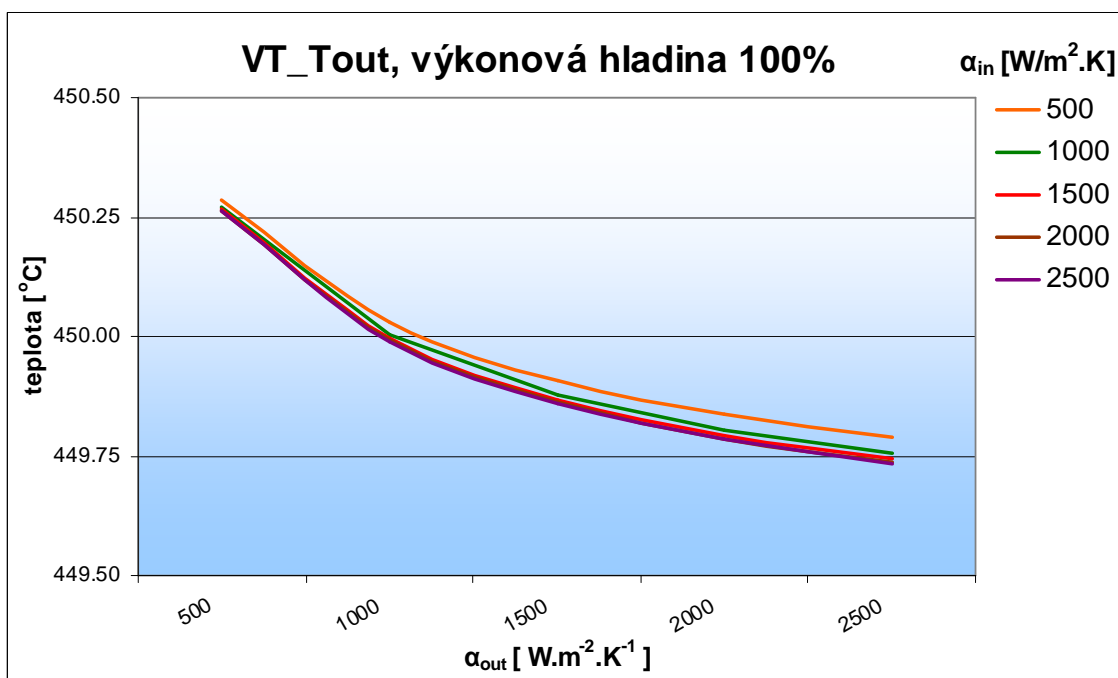
Na výkonové hladině 70% jsou průběhy teplot podobné jako na předchozích grafech (výkonová hladina 50%), s tím rozdílem, že konečné hodnoty výstupních teplot jsou větší.

Tab. 3.6 Vliv koeficientu přestupu tepla na výstupní teplotu (výkonová hladina 100%)

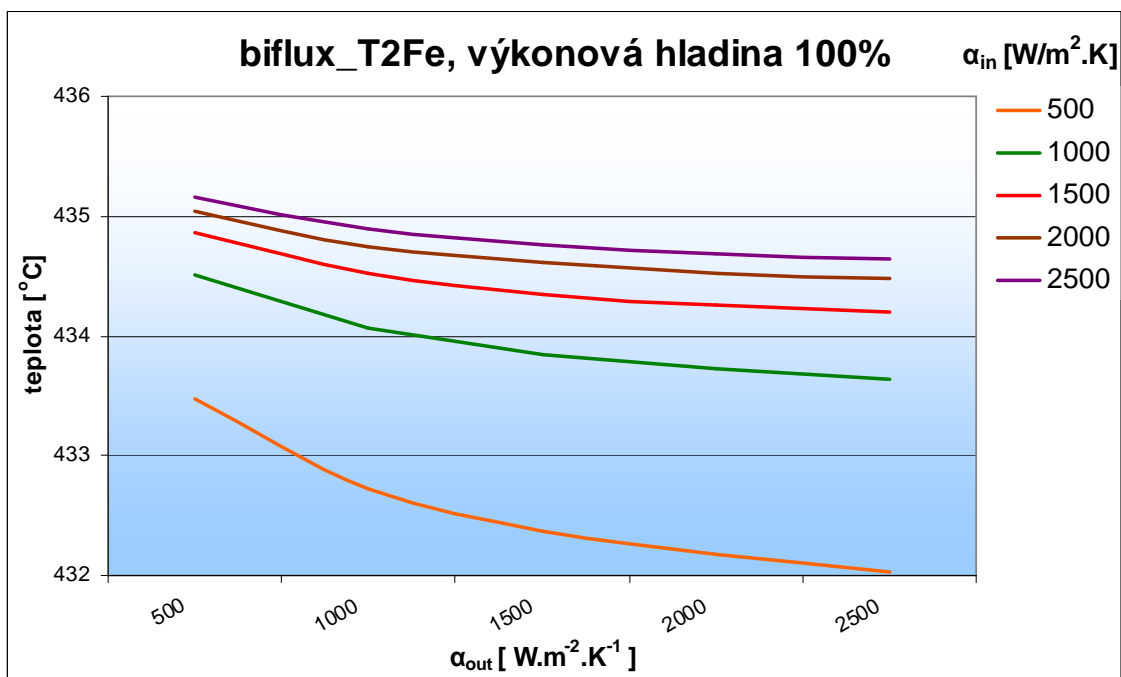
i [%]	α_{in} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]	α_{out} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]	ST_Tout [°C]	VT_Tout [°C]	biflux_T2Fe [°C]
100	500	500	422.3	450.3	433.5
		1000	443.3	450.0	432.7
		1500	453.3	449.9	432.4
		2000	459.1	449.8	432.2
		2500	463.0	449.8	432.0
	1000	500	423.4	450.3	434.5
		1000	445.1	450.0	434.1
		1500	455.5	449.9	433.8
		2000	461.6	449.8	433.7
		2500	465.6	449.8	433.6
	1500	500	423.8	450.3	434.9
		1000	445.8	450.0	434.5
		1500	456.3	449.9	434.4
		2000	462.5	449.8	434.3
		2500	466.6	449.7	434.2
	2000	500	424.0	450.3	435.0
		1000	446.1	450.0	434.8
		1500	456.7	449.9	434.6
		2000	462.9	449.8	434.5
		2500	467.0	449.7	434.5
	2500	500	424.1	450.3	435.2
		1000	446.3	450.0	434.9
		1500	456.9	449.9	434.8
		2000	463.2	449.8	434.7
		2500	467.3	449.7	434.6



Obr. 3.16 ST pára při výkonové hladině 100% a součinitelů přestupu tepla



Obr. 3.17 VT pára při výkonové hladině 100% a součinitelů přestupu tepla



Obr. 3.18 Teplota stěny vnitřní trubky bifluxu při výkonové hladině 100% a součinitelů přestupu tepla

Na 100% výkonové hladině jsou výstupní teploty střednětlaké a vysokotlaké páry velmi stejné. Pouze u teploty vnitřní stěny trubky bifluxu je z grafu na obr. 3.18 vidět, že se teploty při změnách koeficientů liší. Změny nejsou až tak velké, ale oproti předešlým grafům na obr. 3.16 a obr. 3.17 jsou zřetelnější.

3.5 Vliv koeficientu přestupu tepla na výstupní teplotu v oblasti zvolených konstantních hodnot

Následující simulace mapovaly změny výstupních teplot protiproudého výměníku tzv. bifluxu v závislosti na změně koeficientů přestupu tepla $\alpha_1 (\alpha_{in})$ a $\alpha_2 (\alpha_{out})$.

V případě předchozím, se volili velikosti koeficientů v rozsahu 500 až 2500 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$. Nyní byly simulace zaměřeny na oblasti kolem hodnot $\alpha_1 (\alpha_{in}) = 2700 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ a $\alpha_2 (\alpha_{out}) = 1400 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$. Tyto hodnoty byly zvoleny jako konstantní parametry koeficientů přestupu tepla na základě obvyklých hodnot tohoto koeficientu pro dané médium vypočítané pomocí vzorců pro přestup tepla a odečtu hodnot z nomogramů.

Třicestný ventil ochozu před bifluxem byl uzavřen a celé množství páry proudilo výměníkem. Řídicí obvod byl od simulačního schéma odpojen, aby neovlivňoval průběh simulací na zařízení (stejně důvody jako v předchozích případech).

Do simulací byl přidán prvek zachycující velikost předávaného tepla mezi jednotlivými médii.

Mapování vlivu koeficientu přestupu tepla na výstupní teplotu proběhlo prostřednictvím simulací v závislosti na změně součinitelů přestupu tepla a změny výkonové hladiny.

i – výkonová hladina,

$\alpha_1 (\alpha_{in})$ – součinitel přestupu tepla mezi vysokotlakou párou a stěnou vnitřní trubky bifluxu,

$\alpha_2 (\alpha_{out})$ – součinitel přestupu tepla mezi stěnou vnitřní trubky bifluxu a střednětlakou párou,

ST_Tout – výstupní teplota střednětlaké přehřáté páry,

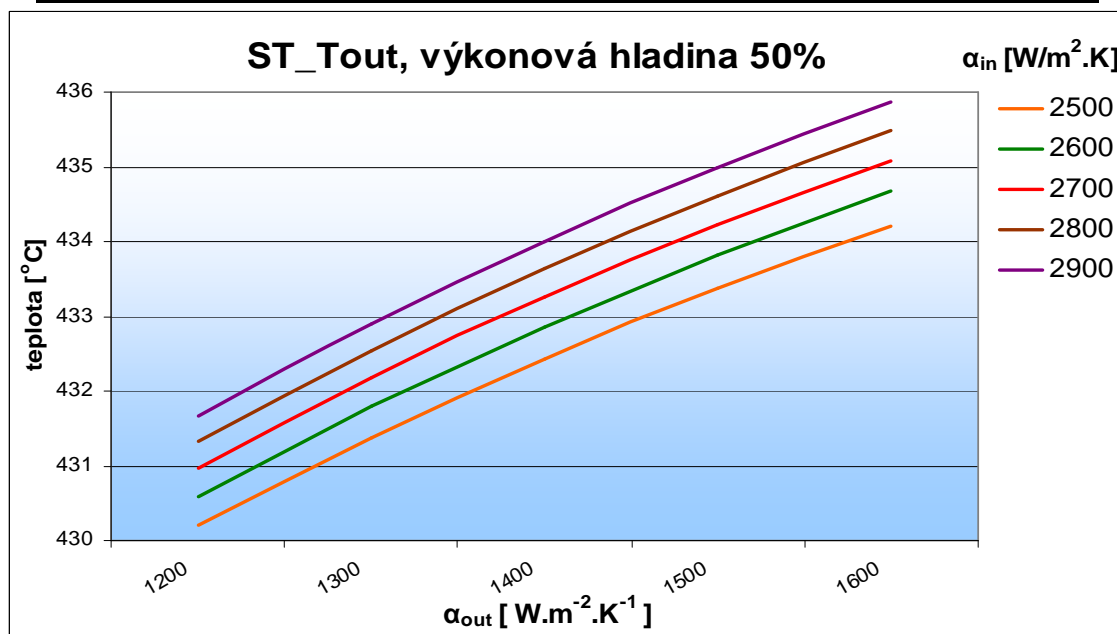
VT_Tout – výstupní teplota vysokotlaké přehřáté páry,

biflux_T2Fe – teplota stěny vnitřní trubky bifluxu (stěna od sebe odděluje vysokotlakou a střednětlakou páru).

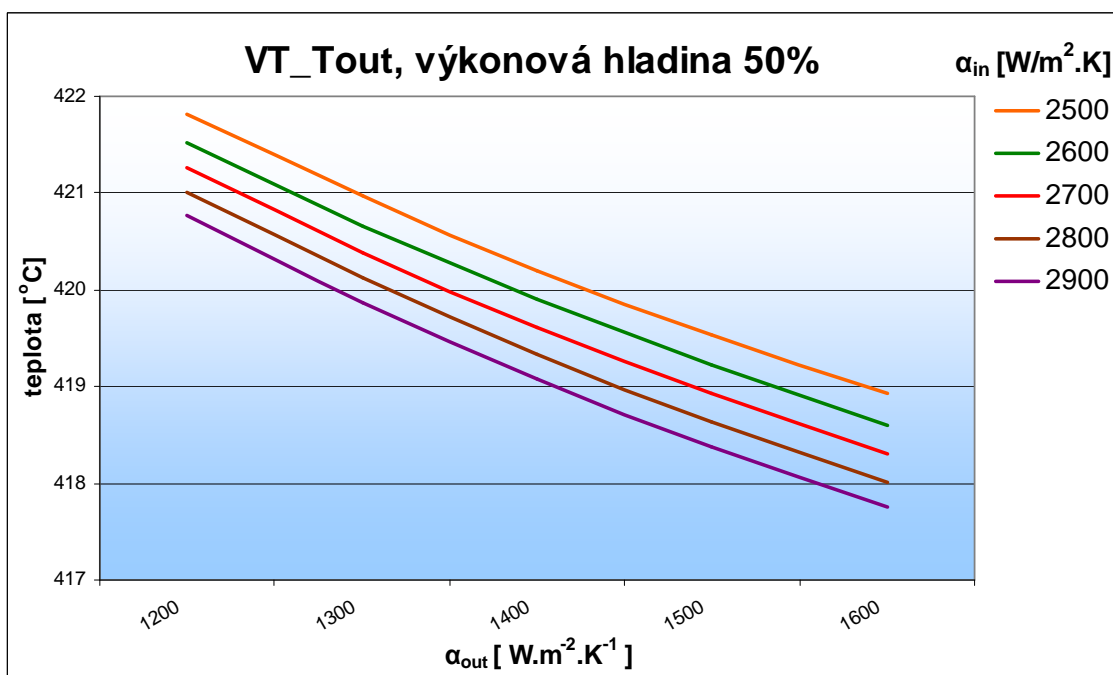
pred_Q_biflux – množství předávaného tepla v bifluxu mezi vysokotlakou a střednětlakou párou.

Tab. 3.7 Vliv koeficientu přestupu tepla α_{in} a α_{out} v oblasti konstantních hodnot na výstupní teplotu (výkonová hodnota 50%)

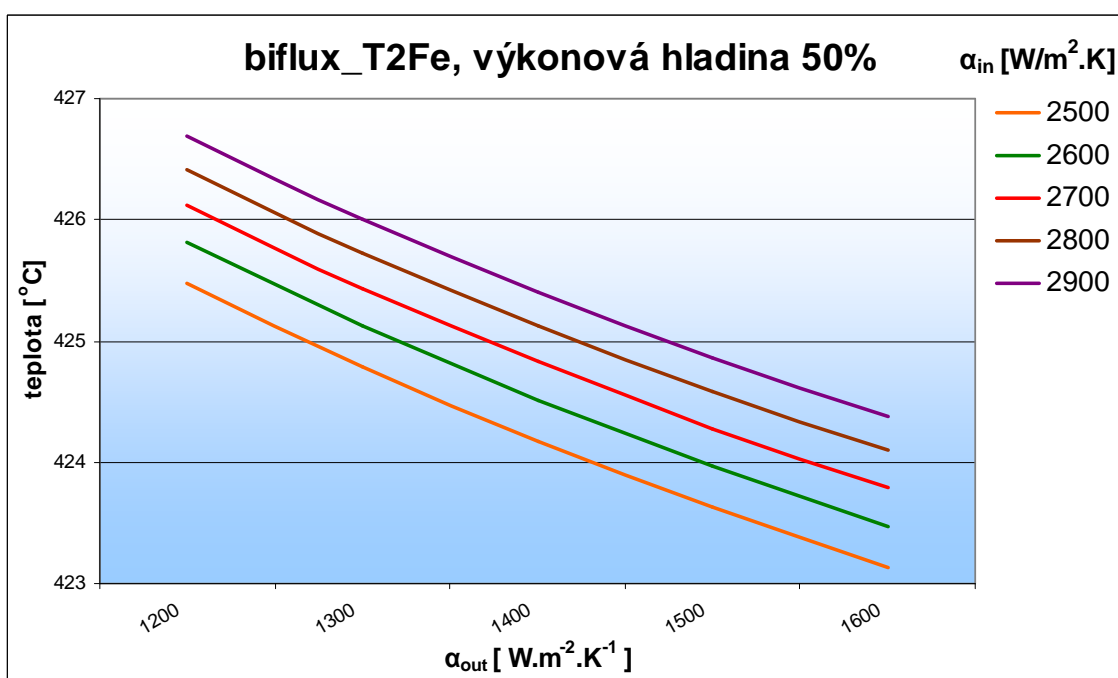
i [%]	α_{in} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]	α_{out} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]	ST_Tout [$^{\circ}C$]	VT_Tout [$^{\circ}C$]	biflux_T2Fe [$^{\circ}C$]	pred_Q_biflux [%]
50	2500	1200	430.19	421.82	425.47	12.00
		1300	431.38	420.96	424.78	12.22
		1400	432.43	420.21	424.17	12.41
		1500	433.37	419.53	423.62	12.59
		1600	434.21	418.93	423.13	12.74
	2600	1200	430.59	421.53	425.81	12.07
		1300	431.79	420.66	425.12	12.29
		1400	432.86	419.90	424.51	12.49
		1500	433.81	419.22	423.96	12.67
		1600	434.66	418.61	423.48	12.82
	2700	1200	430.97	421.26	426.12	12.14
		1300	432.18	420.38	425.43	12.37
		1400	433.26	419.61	424.83	12.57
		1500	434.22	418.92	424.28	12.74
		1600	435.09	418.30	423.79	12.90
	2800	1200	431.32	421.00	426.41	12.21
		1300	432.55	420.12	425.73	12.43
		1400	433.64	419.34	425.12	12.64
		1500	434.61	418.64	424.58	12.82
		1600	435.49	418.02	424.09	12.98
	2900	1200	431.65	420.76	426.69	12.27
		1300	432.89	419.87	426.01	12.50
		1400	433.99	419.09	425.40	12.70
		1500	434.98	418.38	424.86	12.88
		1600	435.86	417.75	424.38	13.05



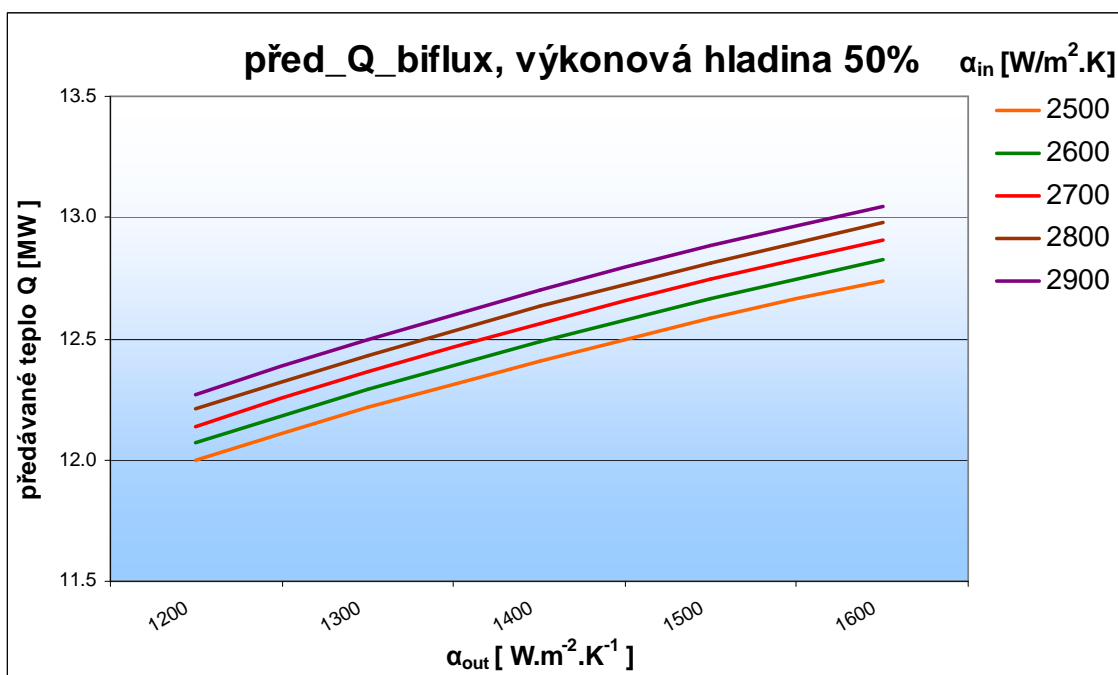
Obr. 3.19 Střednětlaká pára při výkonové hladině 50%



Obr. 3.20 Vysokotlaká pára při výkonové hladině 50%



Obr. 3.21 Teplota stěny vnitřní trubky bifluxu při výkonové hladině 50%

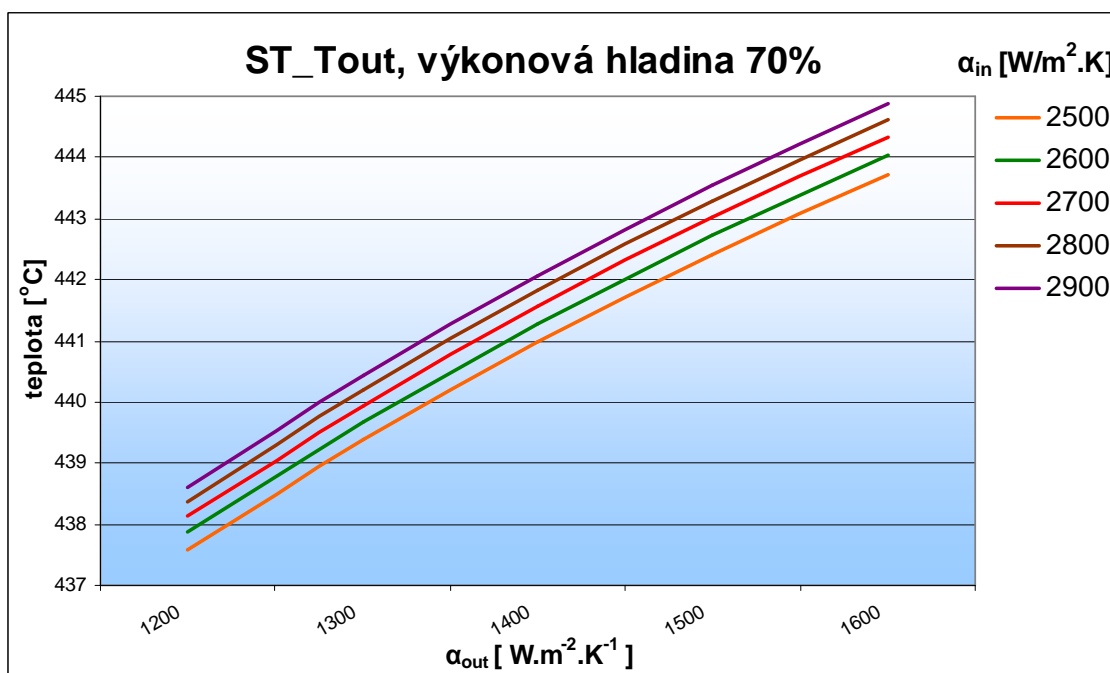


Obr. 3.22 Předávané teplo v bifluxu při výkonové hladině 50%

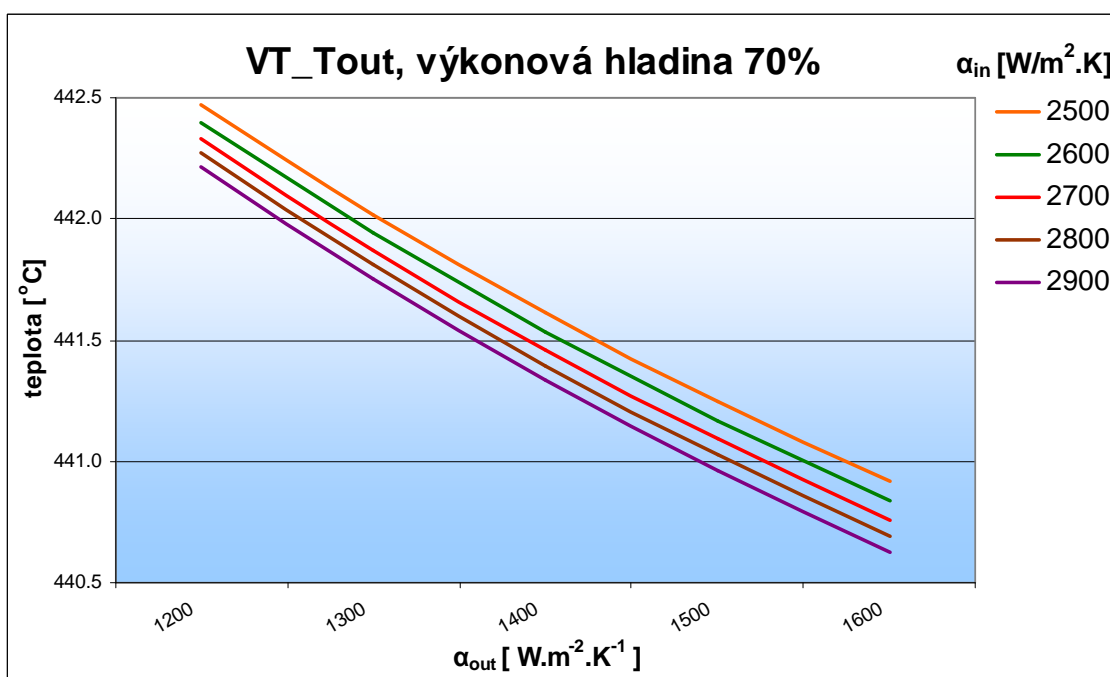
Tab. 3.8 Vliv koeficientu přestupu tepla α_{in} a α_{out} v oblasti konstantních hodnot na výstupní teplotu (výkonová hodnota 70%)

i [%]	$\alpha_{in} [W.m^2.K^{-1}]$	$\alpha_{out} [W.m^2.K^{-1}]$	ST_Tout [°C]	VT_Tout [°C]	biflux_T2Fe [°C]	pred_Q_biflux [%]
70	2500	1200	437.60	442.47	433.47	7.76
		1300	439.38	442.02	433.08	7.94
		1400	440.98	441.61	432.73	8.10
		1500	442.41	441.25	432.42	8.24
		1600	443.71	440.92	432.14	8.37
	2600	1200	437.87	442.40	433.69	7.79
		1300	439.67	441.94	433.31	7.97
		1400	441.28	441.53	432.96	8.13
		1500	442.72	441.17	432.65	8.27
		1600	444.03	440.84	432.37	8.40
	2700	1200	438.13	442.33	433.90	7.82
		1300	439.94	441.87	433.52	8.00
		1400	441.56	441.46	433.18	8.16
		1500	443.01	441.09	432.87	8.30
		1600	444.33	440.76	432.59	8.43
	2800	1200	438.37	442.27	434.09	7.84
		1300	440.19	441.81	433.71	8.02
		1400	441.82	441.40	433.38	8.18
		1500	443.29	441.02	433.07	8.33
		1600	444.61	440.69	432.79	8.46

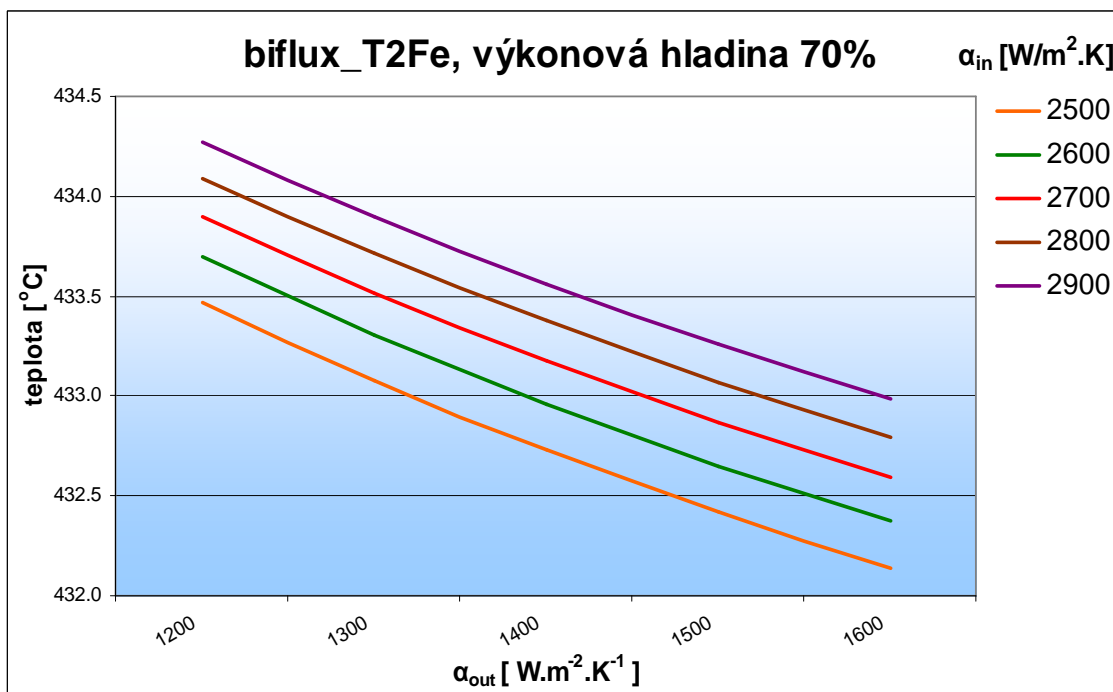
i [%]	α_{in} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]	α_{out} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]	ST_Tout [$^{\circ}C$]	VT_Tout [$^{\circ}C$]	biflux_T2Fe [$^{\circ}C$]	pred_Q_biflux [%]
70	2900	1200	438.59	442.22	434.28	7.86
		1300	440.43	441.75	433.90	8.04
		1400	442.06	441.33	433.56	8.21
		1500	443.54	440.96	433.26	8.35
		1600	444.87	440.62	432.99	8.48



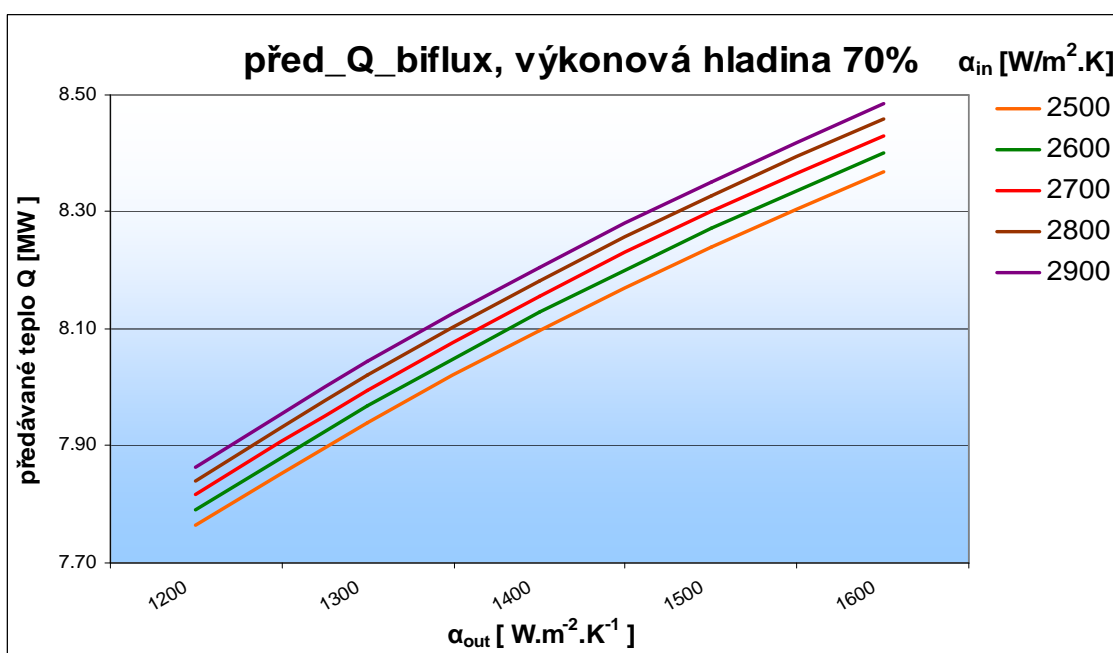
Obr. 3.23 Střednětlaká pára při výkonové hladině 70%



Obr. 3.24 Vysokotlaká pára při výkonové hladině 70%



Obr. 3.25 Teplota stěny vnitřní trubky bifluxu při výkonové hladině 70%



Obr. 3.26 Předávané teplo v bifluxu při výkonové hladině 70%

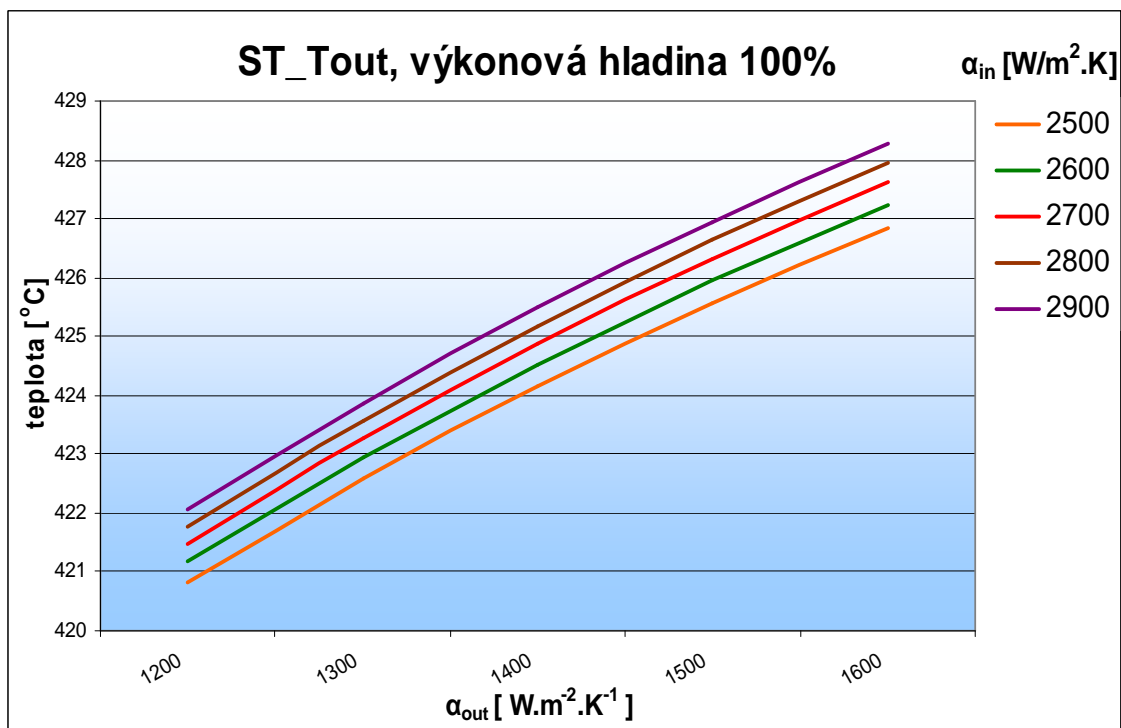
Při zachycení výstupních teplot v závislosti na změně koeficientů přestupu tepla v oblasti vypočítaných konstantních hodnot je zřejmé, že výstupní teploty rostou se zvyšováním hodnot součinitelů i se zvyšováním výkonové hladiny jak je znázorněno

v předešlých tab. 3.7 a 3.8. U výstupní vysokotlaké páry tomu je přesně naopak, zvyšuje se množství předávaného tepla do střednětlaké páry a tím klesá její výstupní teplota.

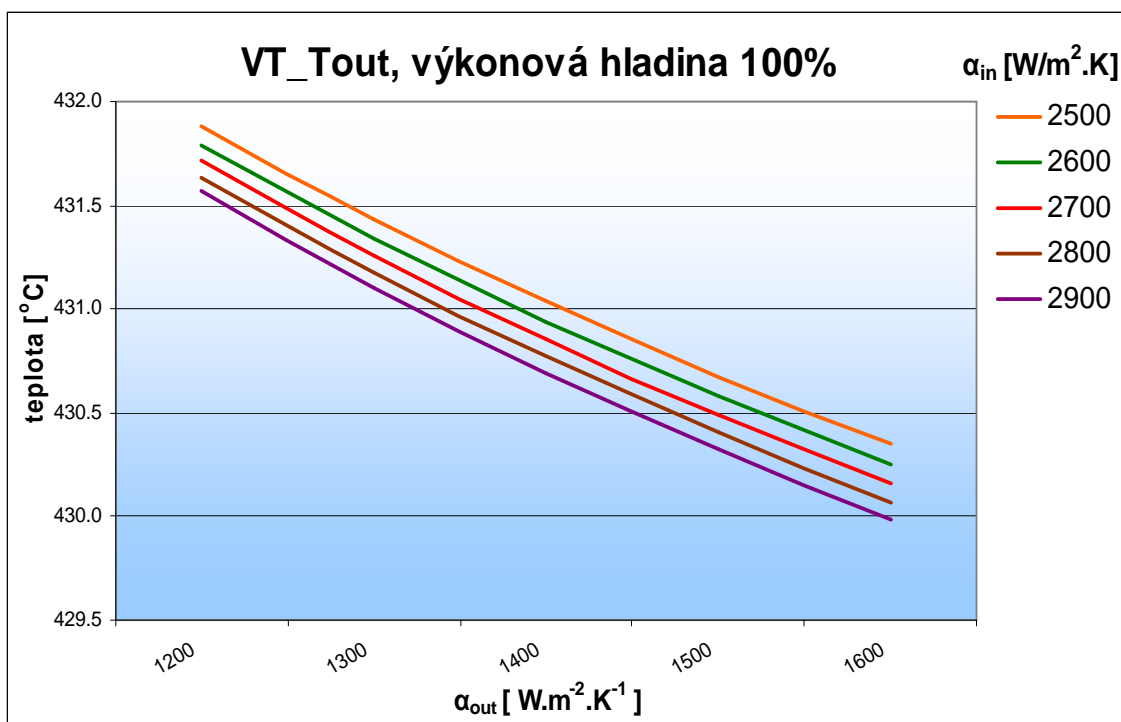
Lze předpokládat při zvyšující se výkonové hladině, že konečné výstupní teploty budou růst. Bude tomu tak i u vysokotlaké páry, která bude mít průběh teplot klesající, ale konečné hodnoty budou vyšší než u stejné páry na nižší výkonové hladině.

Tab. 3.9 Vliv koeficientu přestupu tepla α_{in} a α_{out} v oblasti konstantních hodnot na výstupní teplotu (výkonová hodnota 100%)

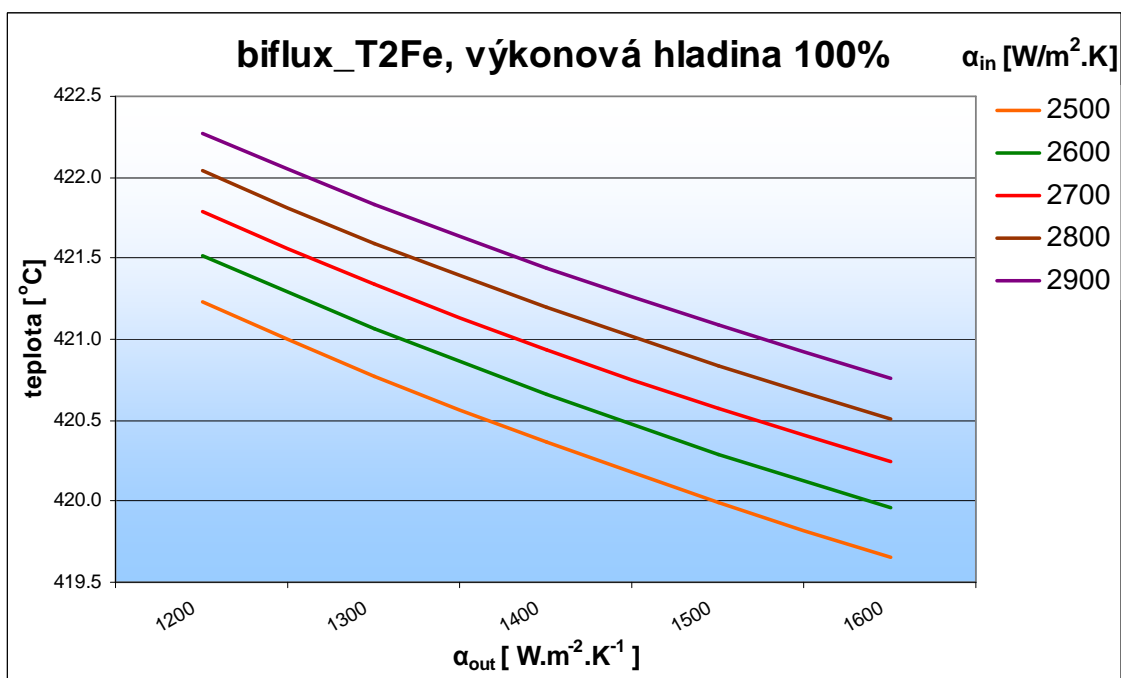
i [%]	α_{in} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]	α_{out} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]	ST_Tout [$^{\circ}C$]	VT_Tout [$^{\circ}C$]	biflux_T2Fe [$^{\circ}C$]	pred_Q_biflux [%]
100	2500	1200	420.83	431.88	421.23	13.62
		1300	422.58	431.43	420.77	13.96
		1400	424.15	431.03	420.36	14.26
		1500	425.56	430.68	419.99	14.53
		1600	426.85	430.35	419.66	14.77
	2600	1200	421.17	431.79	421.52	13.69
		1300	422.93	431.34	421.06	14.03
		1400	424.52	430.94	420.66	14.33
		1500	425.95	430.58	420.29	14.60
		1600	427.24	430.25	419.96	14.85
	2700	1200	421.48	431.71	421.79	13.75
		1300	423.26	431.26	421.34	14.09
		1400	424.86	430.85	420.94	14.39
		1500	426.30	430.49	420.57	14.67
		1600	427.61	430.16	420.25	14.92
	2800	1200	421.78	431.64	422.04	13.80
		1300	423.57	431.18	421.59	14.15
		1400	425.18	430.77	421.20	14.46
		1500	426.64	430.40	420.84	14.73
		1600	427.96	430.07	420.51	14.99
	2900	1200	422.05	431.57	422.27	13.86
		1300	423.86	431.11	421.83	14.20
		1400	425.49	430.69	421.44	14.51
		1500	426.95	430.32	421.08	14.79
		1600	428.29	429.99	420.76	15.05



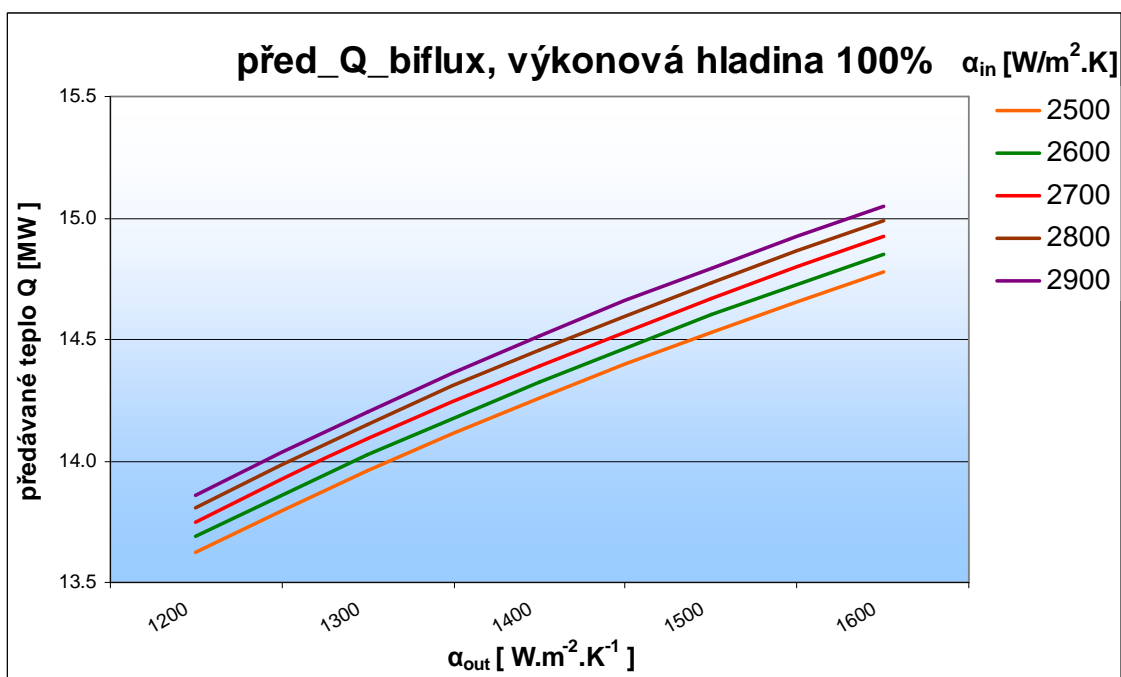
Obr. 3.27 Střednětlaká pára při výkonové hladině 100%



Obr. 3.28 Vysokotlaká pára při výkonové hladině 100%



Obr. 3.29 Teplota stěny vnitřní trubky bifluxu při výkonové hladině 100%



Obr. 3.30 Předávané teplo v bifluxu při výkonové hladině 100%

Koeficient přestupu tepla hraje velkou roli při zjišťování výstupních teplot na zařízení. Na výkonové hladině 100% jsou výstupní teploty nejvyšší a předávané množství tepla z vysokotlaké páry do střednětlaké přehřáté páry také roste. Z důvodu rostoucího předávaného tepla ve výměníku klesá výstupní teplota vysokotlaké páry, kde takový průběh je zobrazen na obr. 3.28.

Tabulky a grafy vlivu koeficientu přestupu tepla na výkonových hladinách 60%, 80% a 90% jsou uvedeny v příloze 4, 5 a 6.

3.6 Vlastnosti daného řídicího systému

Technologický celek jakým je systém přehřevu páry se neobejde bez řídicího obvodu. Řídicí obvod reguluje vlastnosti celého systému tak, aby výstupní teplota páry byla stále konstantní i při změnách parametrů a nečekaných poruch systému.

Řídicí obvod byl zapojen v simulačním schéma k systému a následně byly provedeny simulace zjišťující chování celku. Vlastnosti daného řídicího obvodu byly zdokumentovány následujícím způsobem:

Zjišťovaly se jednotlivé hodnoty při změnách výkonové hladiny na generátoru, dále polohy jednotlivých ventilů a teploty páry v bloku přehřívání.

3.6.1 Generátor

U generátoru se odebíraly hodnoty v závislosti na změně výkonové hladiny:

T_{ST} – teplota střednětlaké páry,

p_{ST} – tlak střednětlaké páry,

\dot{m}_{ST} – průtok střednětlaké páry,

T_{VT} - teplota vysokotlaké páry,

p_{VT} – tlak vysokotlaké páry,

\dot{m}_{VT} – průtok vysokotlaké páry,

Q_{MP1} – teplo dodané do vstupního mezipřehříváku 1,

Q_{MP2} – teplo dodané do výstupního mezipřehříváku 2,

i – výkonová hladina.

Tab. 3.10 Hodnoty v generátoru

i [%]	T_{ST} [°C]	p_{ST} [MPa]	\dot{m}_{ST} [kg.s ⁻¹]	T_{VT} [°C]	p_{VT} [MPa]	\dot{m}_{VT} [kg.s ⁻¹]	Q_{MP1} [MW]	Q_{MP2} [MW]
50	366.0	2.1	81.4	471.2	10.0	88.4	15.6	8.8
60	363.2	2.4	97.6	467.3	11.9	105.4	23.1	13.9
70	360.4	2.8	113.7	463.4	13.7	122.4	30.6	19.0
80	357.6	3.2	129.8	459.6	15.6	139.4	38.2	24.2
90	354.8	3.6	145.9	455.7	17.5	156.4	45.7	29.3
100	352.0	3.9	162.0	451.8	19.3	173.4	53.2	34.4

3.6.2 Polohy ventilů

U ventilů se odebíraly hodnoty jejich poloh v závislosti na změně výkonové hladiny. Hodnota polohy ventilu rovna 0 znamená, že ventil je zcela uzavřen a veškeré množství páry proudí zařízením. Při zvyšování hodnoty polohy ventilu se ventil otevírá a částečné množství páry proudí přes ochoz a částečné množství zařízením. Při nastavení polohy ventilu na hodnotu 1 je ventil zcela otevřen a veškeré množství páry proudí přes ochoz.

Ventil 1 - třicestný ventil ochozu na vstupu před bifluxem

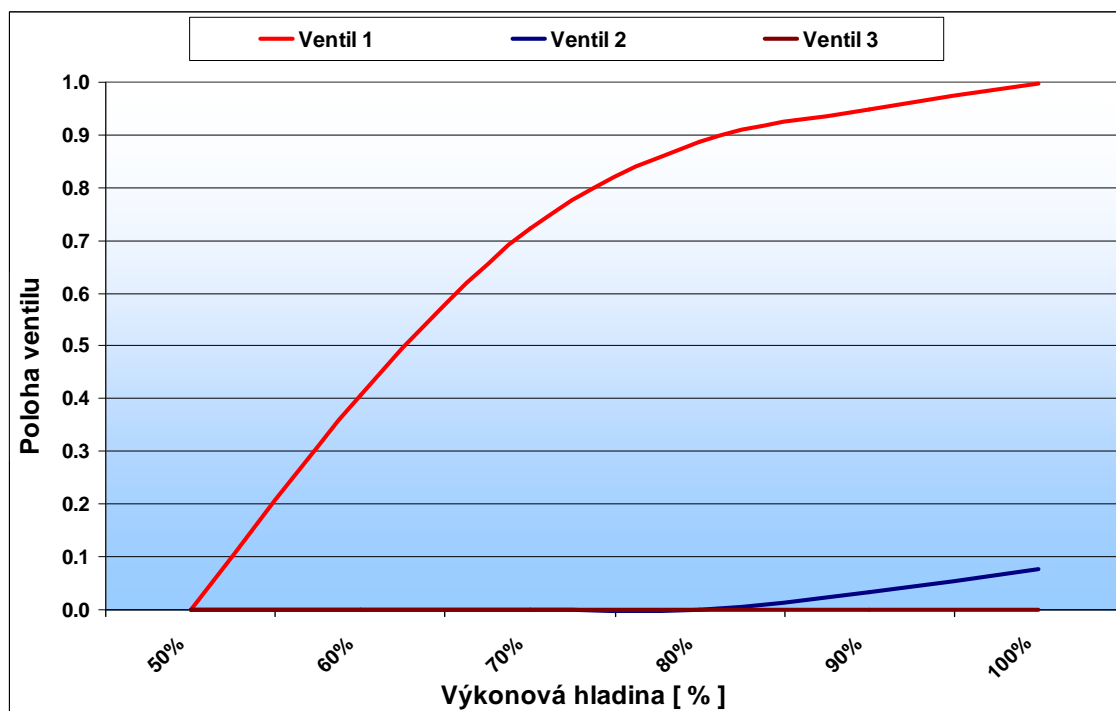
Ventil 2 - třicestný ventil obtoku před vstupním mezipřehřívákem 1

Ventil 3 - vstříkovací ventil před výstupním mezipřehřívákem 2

i – výkonová hladina

Tab. 3.11 Polohy ventilů

i [%]	Ventil 1	Ventil 2	Ventil 3
50	0.00	0.00	0.00
60	0.41	0.00	0.00
70	0.72	0.00	0.00
80	0.89	0.00	0.00
90	0.95	0.03	0.00
100	1.00	0.08	0.00



Obr. 3.31 Polohy ventilů

3.6.3 Blok přehřívání páry

V bloku přehřívání páry se odečítaly hodnoty v závislosti na změně výkonové hladiny. Byly to hodnoty:

ST_Tout – teplota střednětlaké páry na výstupu z protiproudého výměníku (biflux),

VT_Tout – teplota vysokotlaké páry na výstupu z protiproudého výměníku (biflux),

ST_bifl_out_mix – teplota střednětlaké páry na výstupu po směšování za protiproudým výměníkem (biflux),

MP1_Tout – teplota střednětlaké páry na výstupu z vstupního mezipřehříváku 1,

MP2_Tout – teplota střednětlaké páry na výstupu z výstupního mezipřehříváku 2,

MP2_Tin – teplota střednětlaké páry na vstupu do výstupního mezipřehříváku (teplota páry je odebírána po směšování za vstupním mezipřehřívákem a za vstřikovacím ventilem),

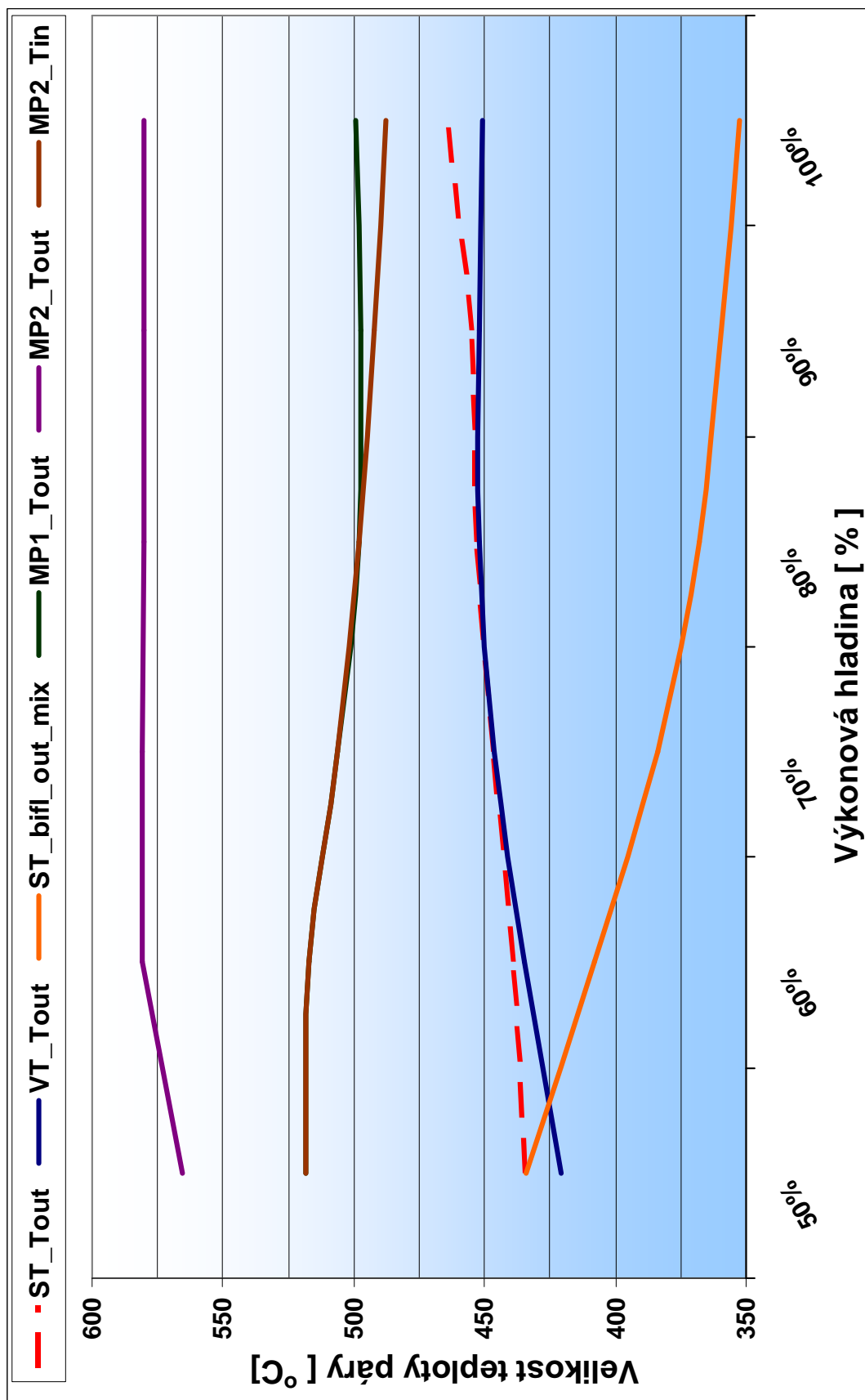
i – výkonová hladina.

Tab. 3.12 Závislost teploty páry na změně výkonové hladiny

i [%]	ST_Tout [°C]	VT_Tout [°C]	ST_bifl_out_mix [°C]	MP1_Tout [°C]	MP2_Tout [°C]	MP2_Tin [°C]
50	433.9	420.8	433.9	518.4	565.4	518.4
60	438.9	434.7	407.9	517.4	581.0	517.3
70	446.5	446.6	383.9	506.1	580.8	506.0
80	452.8	452.2	368.0	497.9	580.5	497.9
90	454.4	451.9	359.7	497.0	580.5	492.3
100	464.1	450.9	352.4	499.5	580.4	487.6

V obr. 3.32 zobrazující naměřené hodnoty v tab. 3.12 je patrné, při zvyšující se výkonové hladině se od 60% ustaluje požadovaná výstupní pára (MP2_Tout) na konstantní teplotě.

Je zde vidět i zřetelná odchylka teplot střednětlaké páry z mezipřehříváku 1 (MP1_Tout) a střednětlaké páry vstupující do mezipřehříváku 2 (MP2_Tin). Tato odchylka je způsobena zásahem obtoku vstupního mezipřehříváku 1, kdy se při zvyšování výkonové hladiny ventil otevírá a částečné množství páry proudí obtokem.



Obr. 3.32 Závislost teploty páry na změně výkonové hladiny

4 Diskuze výsledků

Simulační schéma vytvořené na základě modelu právě rekonstruované uhelné elektrárny slouží k mapování parametrů vlastností systému regulace přehřívání páry. Ze simulací byla zaznamenána data v tabulkách. Z hodnot byly vytvořené patřičné grafy, na kterých jsou zobrazeny průběhy měřených veličin jednotlivých zařízení ve schéma.

Hodnoty závislosti předávaného množství tepla v bifluxu na poloze ventilu tab. 3.1, 3.2 a 3.3 ukazují na fakt, že na dané výkonové hladině při otevírání ventilu množství předávaného tepla klesá. Klesající průběh této závislosti je dán instalovaným ochozem.

Koeficient přestupu (prostupu) tepla má velké regulační schopnosti na výstupní teplotu médií a na velikost předávaného tepla, jež je patné z tabulek a grafů v kapitolách 3.4 a 3.5. Při nastavené konstantní výkonové hladině a zvyšující se velikosti koeficientů α_1 (α_{in}) a α_2 (α_{out}) stoupá hodnota teploty výstupní střednětlaké páry, stejně tak i teplota vnitřní stěny trubky ve výměníku. Výstupní teplota vysokotlaké páry klesá z důvodu zvyšujícího se množství předávaného tepla střednětlaké páře v bifluxu.

Model přehřevu páry má svůj řídicí obvod zajišťující průběh přehřívání tak, aby parametry a výstupní teploty média byly co nejvíce vyhovující zadaným požadavkům. Chování řídicího obvodu bylo zmapováno a zaznamenáno pomocí hodnot naměřených na generátoru (viz. 3.6.1), polohách ventilů (viz. 3.6.2) a vstupních a výstupních teplot bloku přehřívání (viz. 3.6.2). Výsledky simulací a jejich průběhy jsou zachyceny v tabulkách a zobrazeny v patřičných grafech.

Model přehřívání páry má mnoho parametrů, které mohou regulovat přehřívání. Je tedy zřejmé, že regulační orgány mohou být kombinovatelné. Tím vzniká velké množství možností nastavení regulace přehřívání páry takového systému. Záleží tedy na požadavcích kladených na systém a na výkon výroby elektrické energie. Zahrnout se musí do systému i veškeré nežádoucí vlivy okolí a systému, možná nastavení zařízení a jejich parametrů a nakonec i nejpodstatnější bezpečný chod celého bloku. Regulace takového velkého celku jakým je přehřívání páry se musí přizpůsobit tak, aby byla vyhovující kladeným požadavkům, což je velmi komplikované.

Podle výsledků simulací, lze konstatovat, že od 60% výkonové hladiny a jejího růstu je systém schopen pracovat na požadovaných podmínkách.

5 Závěr

Ve své bakalářské práci jsem se v teoretické části seznámil s principy výroby páry používaných v energetice. Z poskytnuté literatury jsem nastudoval termodynamické vlastnosti páry a charakteristiku Clausius – Rankinova cyklu.

V Praktické části své práce jsem se seznámil s modelem přihřevu páry. Na základě simulací uskutečněných na nelineárním stavovém modelu jsem našel vliv koeficientu přestupu tepla na výstupní teplotu protiproudého výměníku. Určil jsem pomocí simulací množství předávaného tepla v bifluxu a na závěr jsem zdokumentoval vlastnosti daného řídicího obvodu celého systému.

6 Seznam použité literatury

- [1] ACTUM s.r.o. *Princip tepelné elektrárny*[online]. c2000-2008. <<http://www.vodni-tepelne-elektrarny.cz/princip-tepelne-elektrarny.htm>>
- [2] ČERNÝ, V. a kol. *Parní kotle a spalovací zařízení*. Praha: SNTL, 1975.
- [3] ČERNÝ, V. a kol. *Parní kotle. Technický průvodce 32*. Praha: SNTL, 1983.
- [4] DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03757-7
- [5] HUBKA, L., MENKINA, M. (2008) *Kontrol of tubular heat Exchange node in broad operation range*. Kontrol of Power Systéme 2008 – Abstracts + CD-ROM, Štrbské Pleso, ISBN 978-80-227-2883-6.
- [6] HUBKA, L., MODRLÁK, O. (2008). *Model of dynamics of tubular heat Exchange*. Proceedings of 9th ICC 2008, s.239-242, Sinaia, ISBN 978973-746-897-0.
- [7] IBLER, Z. a kol. *Technický průvodce energetika, 1. díl*. Praha: BEN: 2002. ISBN 80-7300-026-1.
- [8] KADRNOŽKA, J. *Tepelné elektrárny a teplárny*, Praha: SNTL, 1984.
- [9] KOČIŠ, Š., STÁŇA, M., VILIMEC, L. *Provoz a regulace energetických zařízení*[online]. c3.12.2007.<<http://www.fs.vsb.cz/europrojekty/414/provoz-a-regulace-energetickych-zarizeni.pdf>>
- [10] Kratochvíl. *Clausius-Rankinův cyklus*[online]. c26.2.2008.<http://www.sps-ko.cz/documents/MEC_kratochvil/TERMOMECHANIKA_INTERNET_DOC/26_Clausius_Rankinuv_cyklus.pdf>
- [11] LIBICH, V., OCHRANA, L., *Spalovací zařízení a výměníky tepla*. Praha: SNTL, 1986. ISBN 411-33667
- [12] MAREŠ, R., ŠIFER, O., KADRNOŽKA, J. *Tabulky vlastností vody a páry podle průmyslové formulace IAPWS – IF97*, VUT Brno, VUT IUM: BRNO 1999.

[13] NOŽIČKA, J. *Termodynamika a sdílení tepla*, skripta ČVUT Praha, 1967.

[14] ŠEVELOVÁ, K., STÁREK, K., BERKA, I., HERSCH, J., SALVET, P. *Parní kotle*[online]. c 5.3.2008. <<http://www.fs.vsb.cz/europrojekty/414/parni-kotle.pdf>>

[15] Wikipedie: Otevřená encyklopedie: *Přestup tepla* [online]. c2009.
<http://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=P%C5%99estup_tepla&oldid=3790129>

7 Přílohy

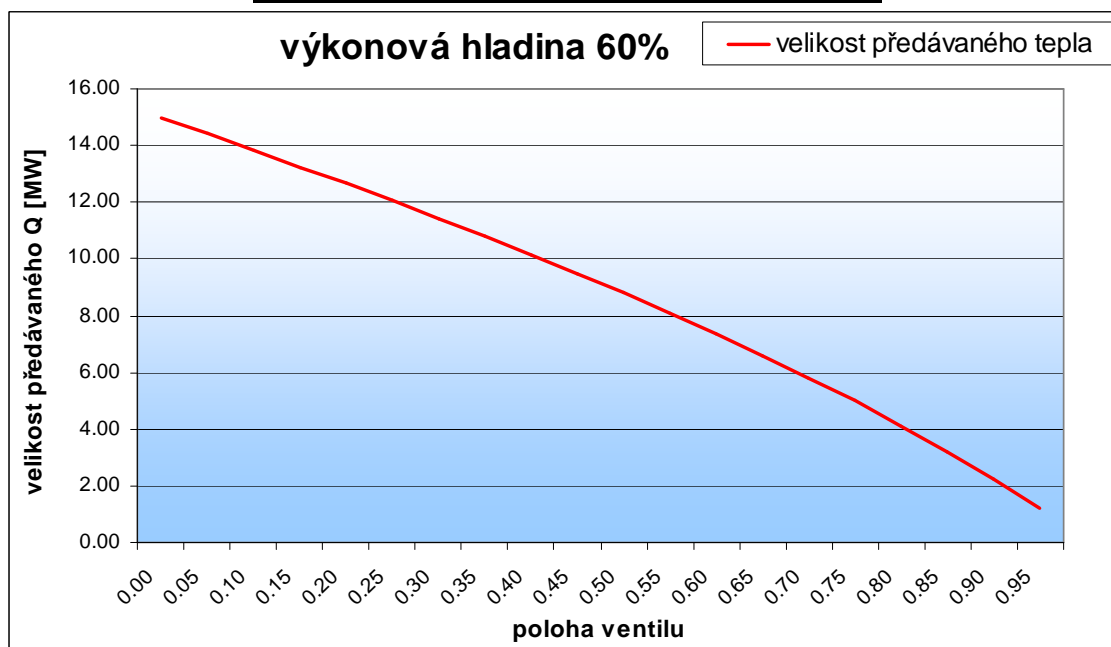
Seznam příloh:

Příloha 1	Předávané teplo v bifluxu na výkonové hladině 60%
Příloha 2	Předávané teplo v bifluxu na výkonové hladině 80%
Příloha 3	Předávané teplo v bifluxu na výkonové hladině 90%
Příloha 4	Vliv koeficientu přestupu tepla v oblasti konstantních hodnot na výstupní teplotu při výkonové hladině 60%
Příloha 5	Vliv koeficientu přestupu tepla v oblasti konstantních hodnot na výstupní teplotu při výkonové hladině 80%
Příloha 6	Vliv koeficientu přestupu tepla v oblasti konstantních hodnot na výstupní teplotu při výkonové hladině 90%

Příloha 1

Tab. 1.1 Předávané teplo v bifluxu na výkonové hladině 60%

Výkonová hladina 60%	
poloha ventilu	velikost předávaného tepla Q [MW]
0.00	14.97
0.05	14.41
0.10	13.83
0.15	13.25
0.20	12.66
0.25	12.05
0.30	11.43
0.35	10.80
0.40	10.15
0.45	9.49
0.50	8.80
0.55	8.10
0.60	7.36
0.65	6.61
0.70	5.82
0.75	5.00
0.80	4.13
0.85	3.22
0.90	2.25
0.95	1.19

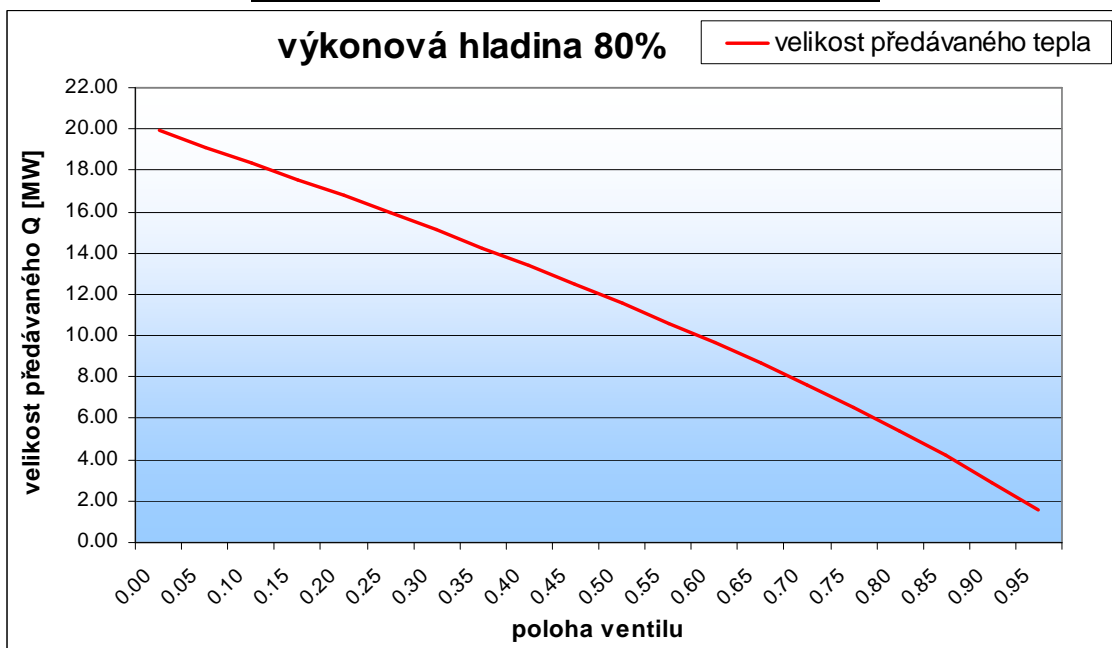


Obr. 1.1 Předávané teplo v bifluxu na výkonové hladině 60%

Příloha 2

Tab. 2.1 Předávané teplo v bifluxu na výkonové hladině 80%

Výkonová hladina 80%	
poloha ventilu	velikost předávaného tepla Q [MW]
0.00	19.91
0.05	19.14
0.10	18.36
0.15	17.57
0.20	16.76
0.25	15.94
0.30	15.10
0.35	14.25
0.40	13.38
0.45	12.48
0.50	11.57
0.55	10.62
0.60	9.65
0.65	8.65
0.70	7.60
0.75	6.52
0.80	5.38
0.85	4.19
0.90	2.92
0.95	1.55

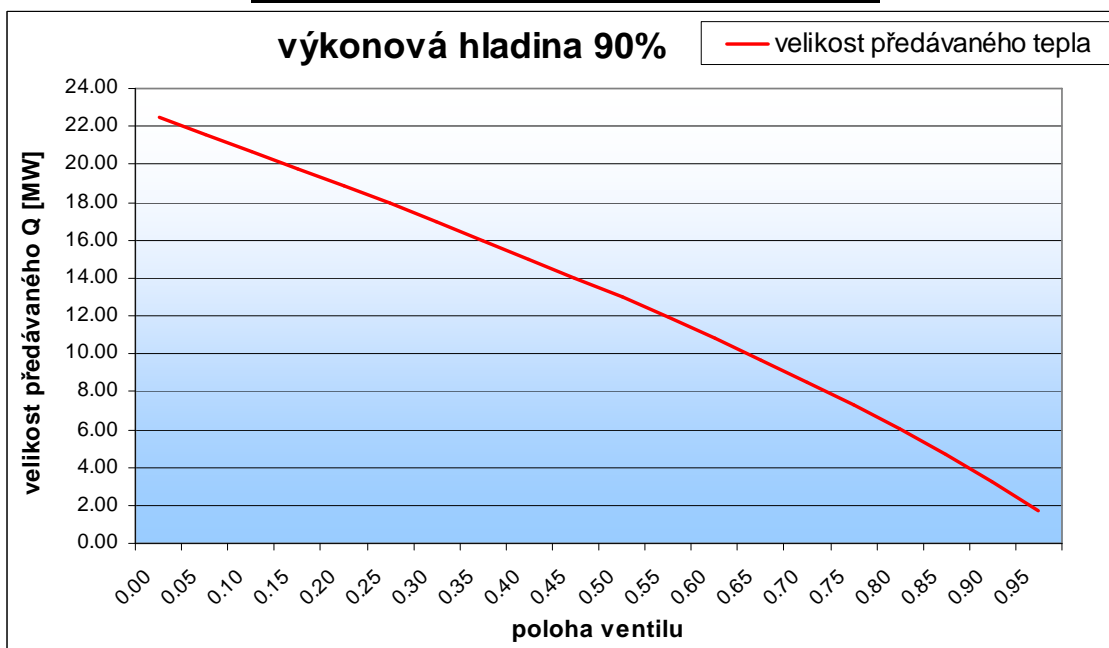


Obr. 2.1 Předávané teplo v bifluxu na výkonové hladině 80%

Příloha 3

Tab. 3.1 Předávané teplo v bifluxu na výkonové hladině 90%

Výkonová hladina 90%	
poloha ventilu	velikost předávaného tepla Q [MW]
0.00	22.48
0.05	21.59
0.10	20.70
0.15	19.79
0.20	18.87
0.25	17.94
0.30	16.98
0.35	16.01
0.40	15.02
0.45	14.01
0.50	12.97
0.55	11.90
0.60	10.81
0.65	9.67
0.70	8.50
0.75	7.28
0.80	6.01
0.85	4.67
0.90	3.25
0.95	1.73

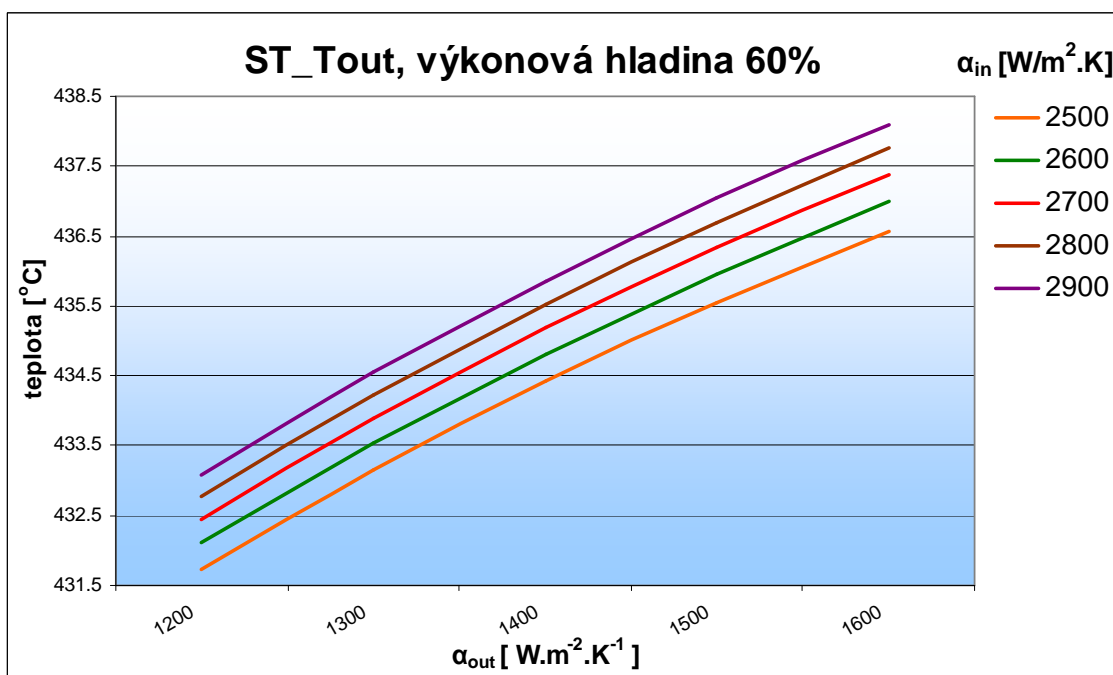


Obr. 3.1 Předávané teplo v bifluxu na výkonové hladině 90%

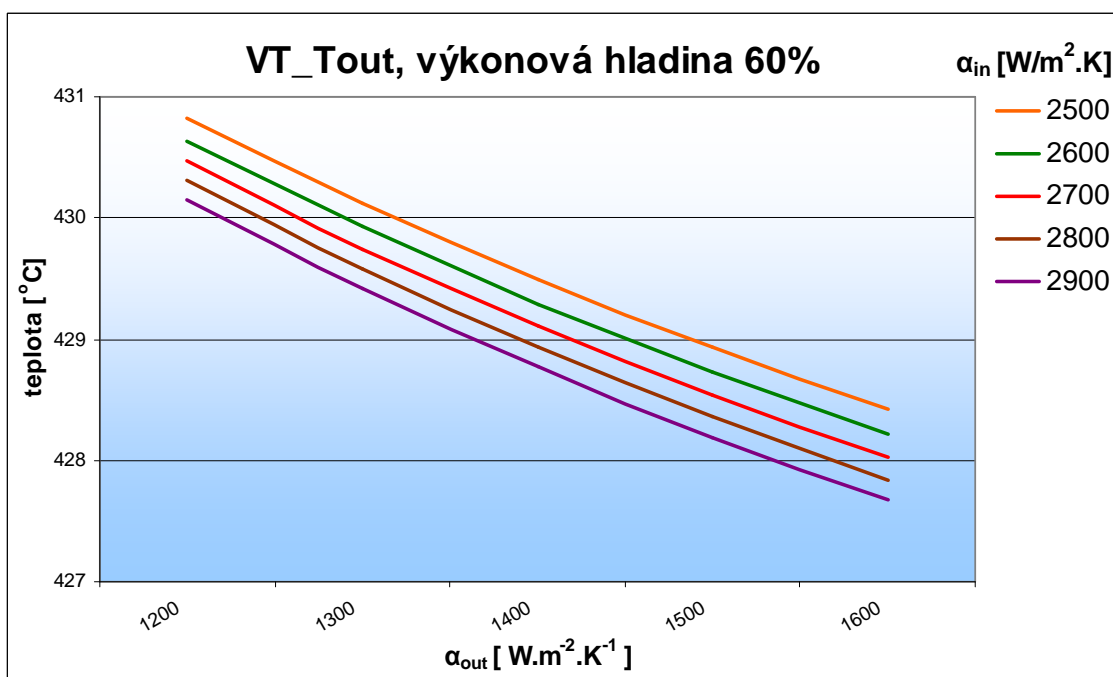
Příloha 4

Tab. 4.1 Vliv koeficientu přestupu tepla α_{in} a α_{out} v oblasti konstantních hodnot na výstupní teplotu (výkonová hodnota 60%)

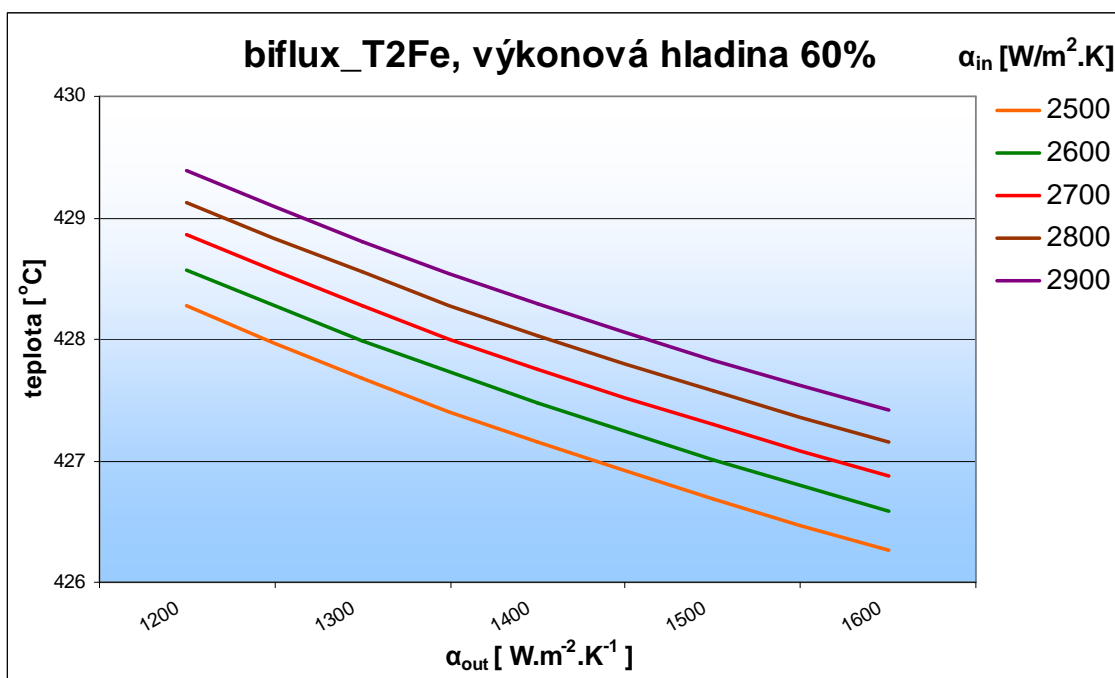
i [%]	α_{in} [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	α_{out} [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	ST_Tout [°C]	VT_Tout [°C]	biflux_T2Fe [°C]	pred_Q_biflux [%]
60	2500	1200	431.74	430.82	428.27	11.15
		1300	433.16	430.11	427.68	11.37
		1400	434.42	429.49	427.16	11.58
		1500	435.55	428.93	426.69	11.76
		1600	436.57	428.42	426.27	11.92
	2600	1200	432.11	430.64	428.58	11.21
		1300	433.54	429.92	427.99	11.44
		1400	434.81	429.29	427.47	11.64
		1500	435.96	428.73	427.00	11.82
		1600	436.99	428.22	426.58	11.99
	2700	1200	432.45	430.47	428.86	11.26
		1300	433.90	429.75	428.28	11.49
		1400	435.18	429.11	427.76	11.70
		1500	436.34	428.54	427.29	11.89
		1600	437.38	428.02	426.88	12.05
	2800	1200	432.77	430.31	429.13	11.31
		1300	434.23	429.58	428.55	11.55
		1400	435.53	428.94	428.03	11.76
		1500	436.70	428.36	427.57	11.94
		1600	437.75	427.84	427.15	12.11
	2900	1200	433.07	430.15	429.38	11.36
		1300	434.55	429.42	428.80	11.60
		1400	435.86	428.77	428.29	11.81
		1500	437.04	428.19	427.83	12.00
		1600	438.10	427.67	427.41	12.17



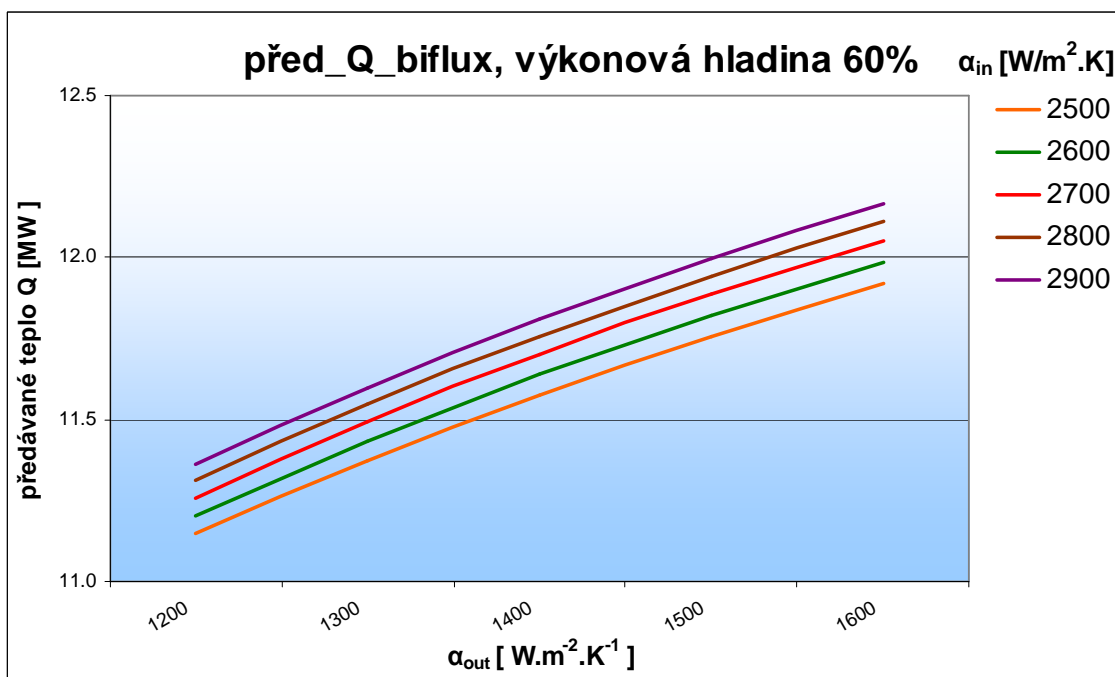
Obr. 4.1 Střednětlaká pára při výkonové hladině 60%



Obr. 4.2 Vysokotlaká pára při výkonové hladině 60%



Obr. 4.3 Teplota stěny vnitřní trubky bifluxu při výkonové hladině 60%

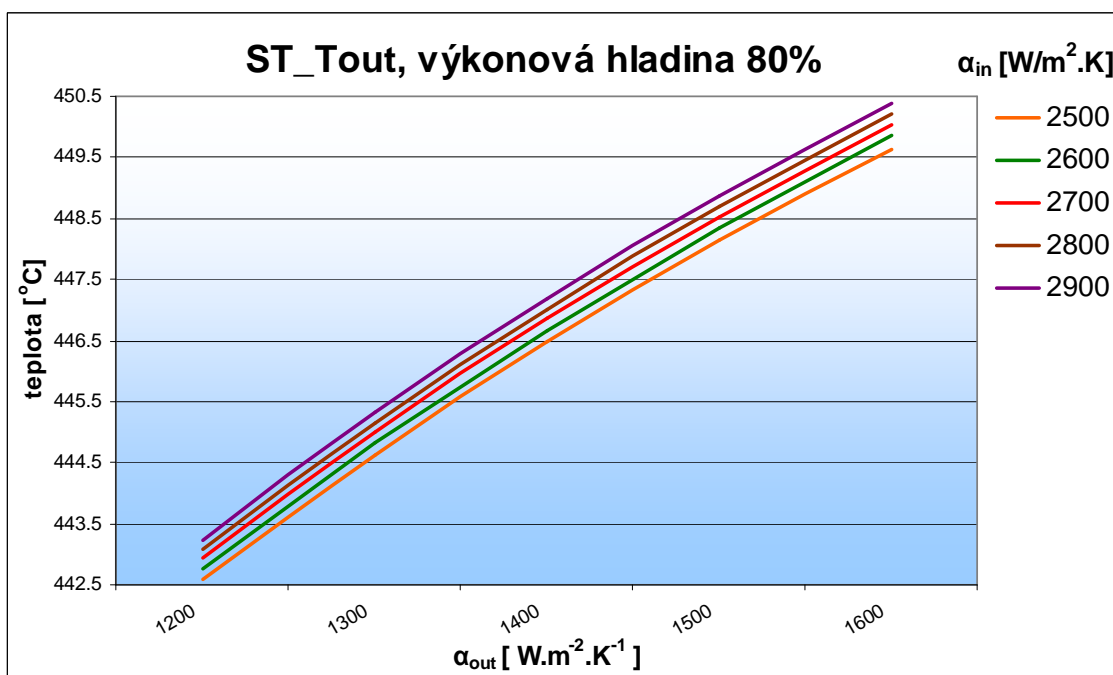


Obr. 4.4 Předávané teplo v bifluxu při výkonové hladině 60%

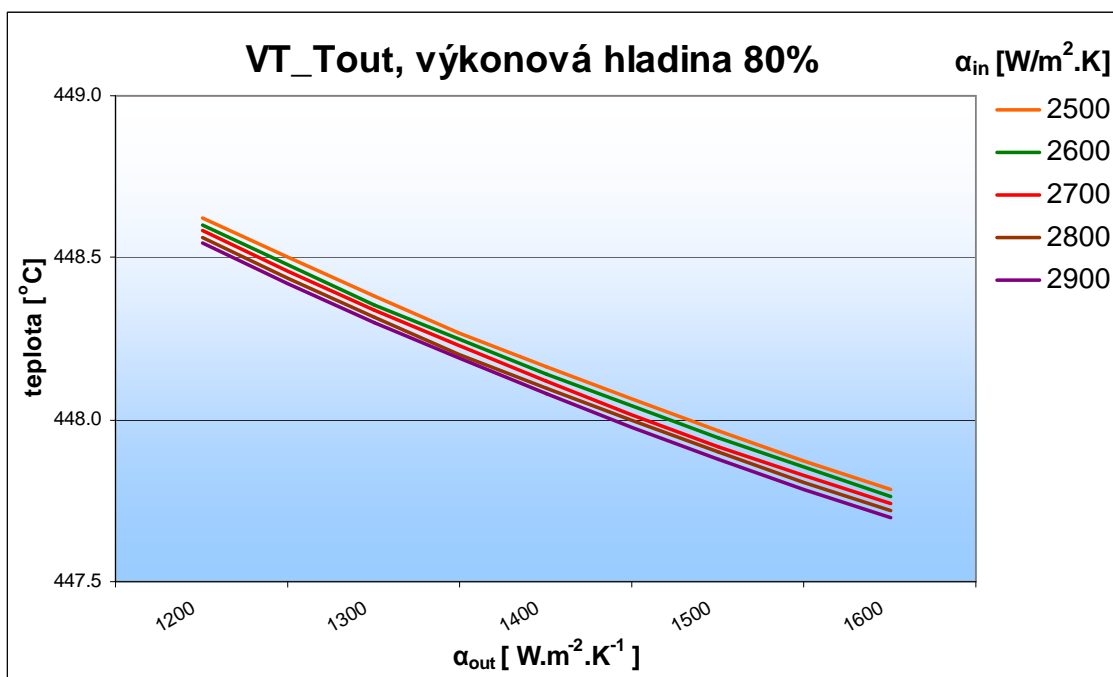
Příloha 5

Tab. 5.1 Vliv koeficientu přestupu tepla α_{in} a α_{out} v oblasti konstantních hodnot na výstupní teplotu (výkonová hodnota 80%)

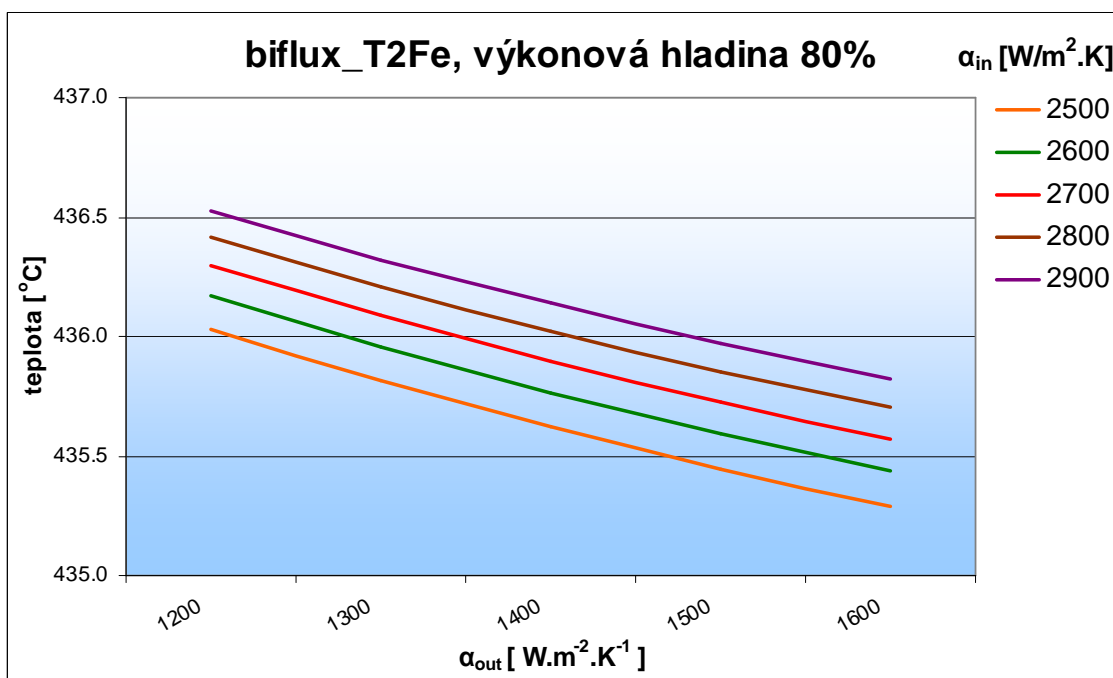
i [%]	α_{in} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]	α_{out} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]	ST_Tout [$^{\circ}C$]	VT_Tout [$^{\circ}C$]	biflux_T2Fe [$^{\circ}C$]	pred_Q_biflux [%]
80	2500	1200	442.58	448.62	436.03	4.78
		1300	444.64	448.38	435.81	4.90
		1400	446.48	448.16	435.62	5.00
		1500	448.14	447.96	435.45	5.09
		1600	449.64	447.79	435.29	5.18
	2600	1200	442.76	448.60	436.17	4.79
		1300	444.82	448.36	435.95	4.91
		1400	446.67	448.14	435.76	5.01
		1500	448.34	447.94	435.59	5.10
		1600	449.85	447.76	435.44	5.19
	2700	1200	442.92	448.58	436.30	4.80
		1300	445.00	448.34	436.09	4.92
		1400	446.85	448.12	435.90	5.02
		1500	448.53	447.92	435.73	5.11
		1600	450.04	447.74	435.57	5.20
	2800	1200	443.08	448.56	436.42	4.81
		1300	445.16	448.32	436.21	4.93
		1400	447.02	448.10	436.02	5.03
		1500	448.70	447.90	435.85	5.12
		1600	450.22	447.72	435.70	5.21
	2900	1200	443.22	448.55	436.53	4.82
		1300	445.31	448.30	436.32	4.94
		1400	447.18	448.08	436.14	5.04
		1500	448.86	447.88	435.97	5.13
		1600	450.39	447.70	435.82	5.22



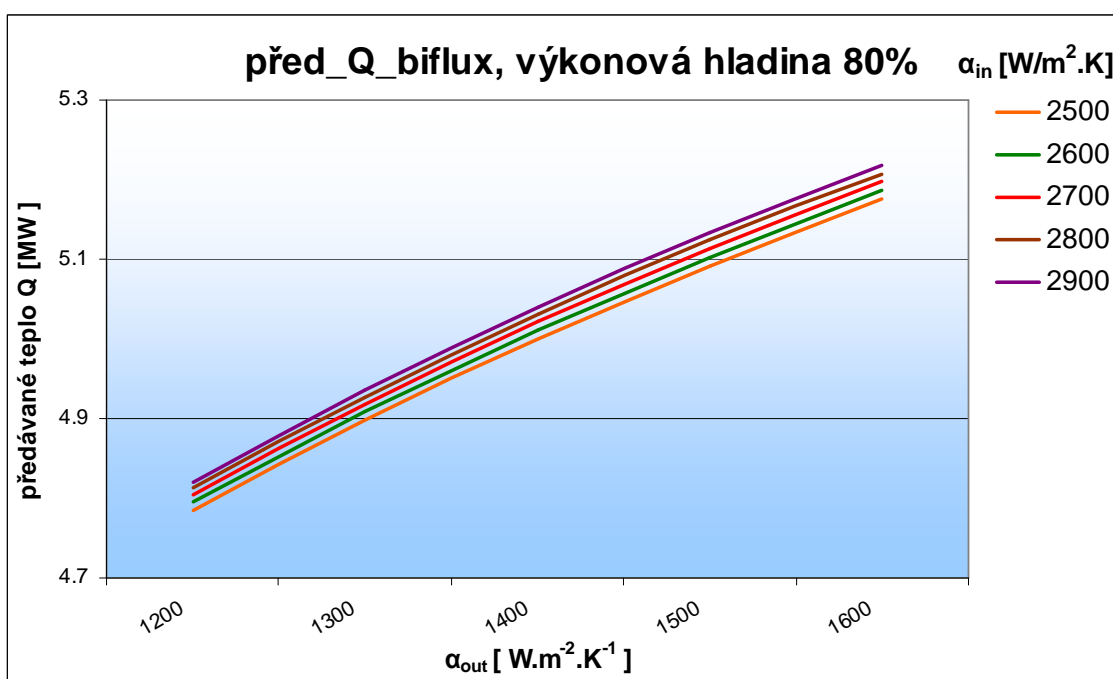
Obr. 5.1 Střednětlaká pára při výkonové hladině 80%



Obr. 5.2 Vysokotlaká pára při výkonové hladině 80%



Obr. 5.3 Teplota stěny vnitřní trubky bifluxu při výkonové hladině 80%

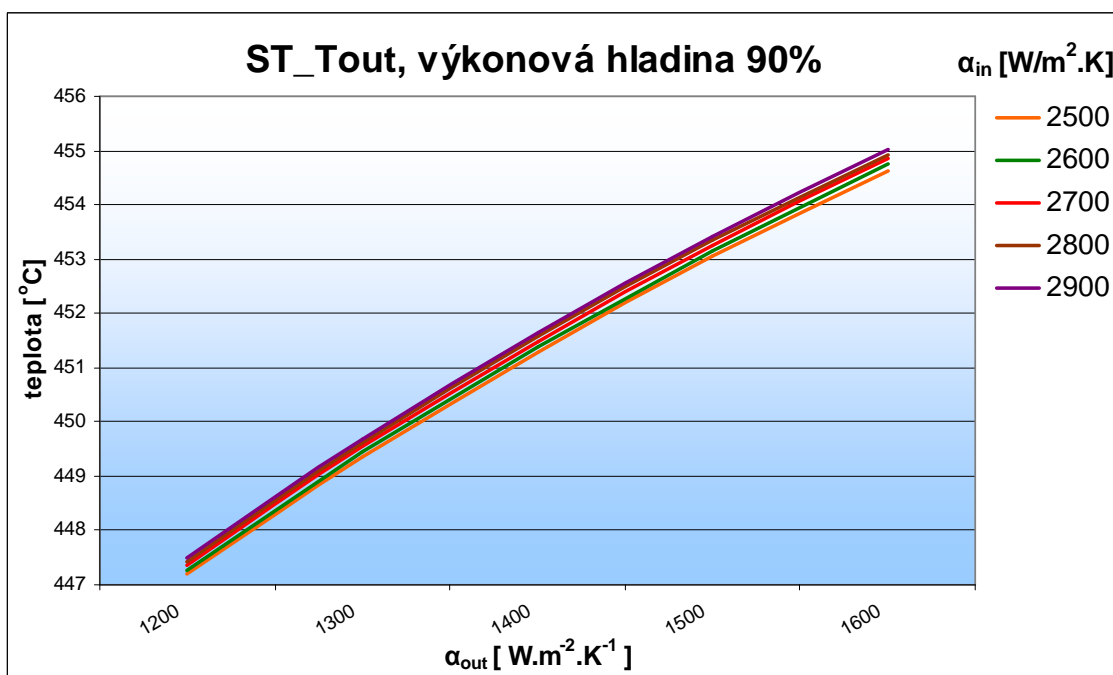


Obr. 5.4 Předávané teplo v bifluxu při výkonové hladině 80%

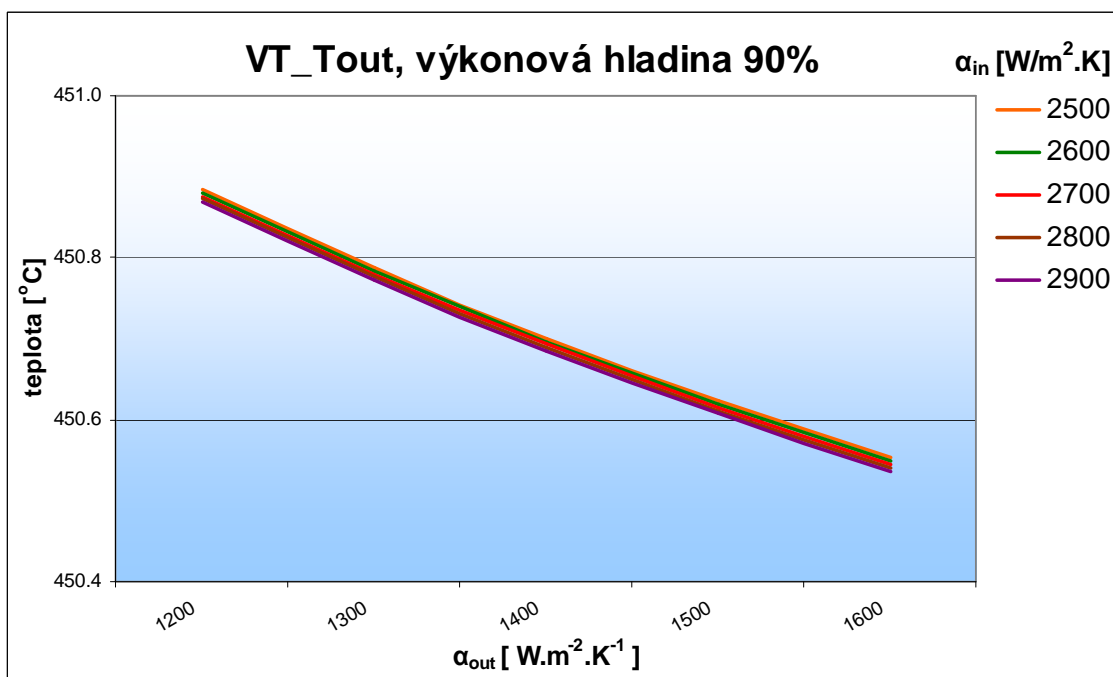
Příloha 6

Tab. 6.1 Vliv koeficientu přestupu tepla α_{in} a α_{out} v oblasti konstantních hodnot na výstupní teplotu (výkonová hodnota 90%)

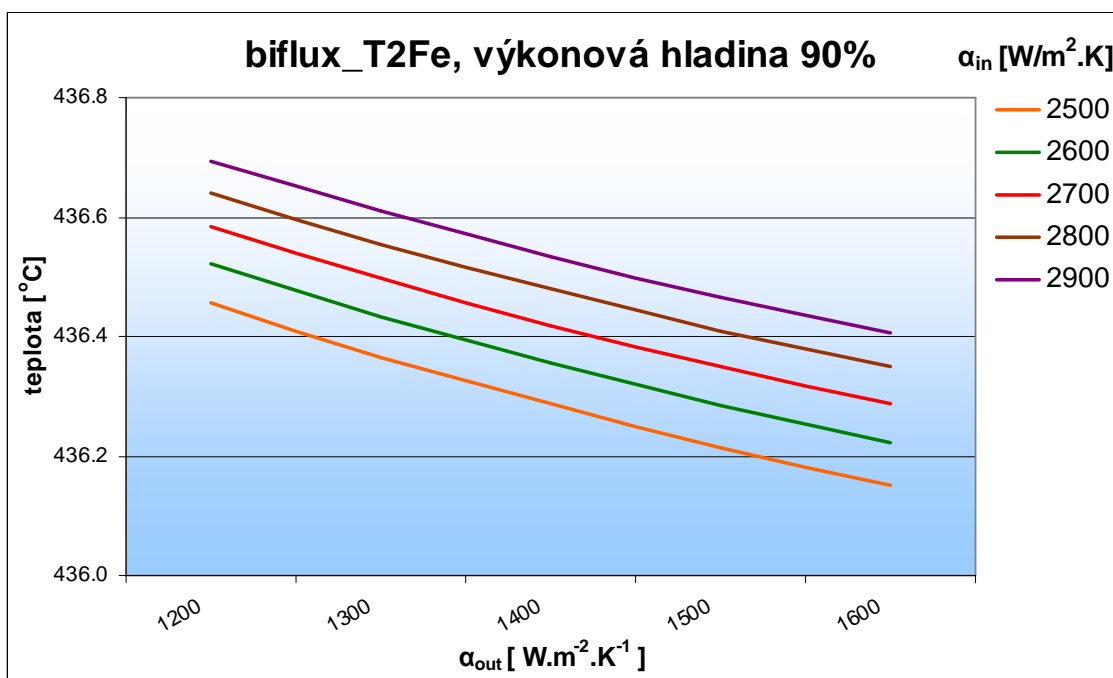
i [%]	α_{in} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]	α_{out} [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]	ST Tout [$^{\circ}C$]	VT Tout [$^{\circ}C$]	biflux_T2Fe [$^{\circ}C$]	pred_Q_biflux [%]
90	2500	1200	447.18	450.88	436.45	2.34
		1300	449.36	450.79	436.37	2.40
		1400	451.30	450.70	436.29	2.45
		1500	453.05	450.62	436.21	2.49
		1600	454.64	450.55	436.15	2.53
	2600	1200	447.27	450.88	436.52	2.35
		1300	449.45	450.78	436.43	2.40
		1400	451.40	450.70	436.36	2.45
		1500	453.15	450.62	436.28	2.49
		1600	454.74	450.55	436.22	2.53
	2700	1200	447.36	450.88	436.58	2.35
		1300	449.54	450.78	436.50	2.40
		1400	451.49	450.69	436.42	2.45
		1500	453.25	450.61	436.35	2.49
		1600	454.84	450.54	436.29	2.53
	2800	1200	447.43	450.87	436.64	2.35
		1300	449.62	450.78	436.55	2.40
		1400	451.58	450.69	436.48	2.45
		1500	453.34	450.61	436.41	2.50
		1600	454.93	450.54	436.35	2.54
	2900	1200	447.51	450.87	436.69	2.35
		1300	449.70	450.77	436.61	2.41
		1400	451.65	450.69	436.53	2.45
		1500	453.42	450.61	436.47	2.50
		1600	455.01	450.54	436.41	2.54



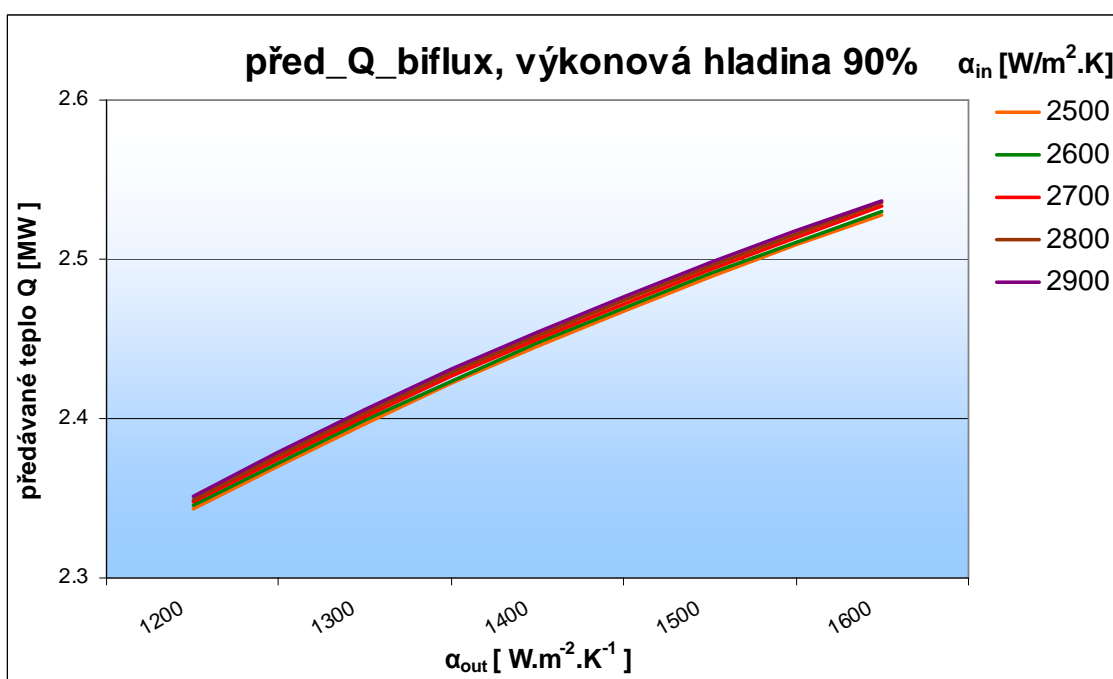
Obr. 6.1 Střednětlaká pára při výkonové hladině 90%



Obr. 6.2 Vysokotlaká pára při výkonové hladině 90%



Obr. 6.3 Teplota stěny vnitřní trubky bifluxu při výkonové hladině 90%



Obr. 6.4 Předávané teplo v bifluxu při výkonové hladině 90%